



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**OPTIMALIZACE TVARU BUŇKY HYDROSTATICKÉHO
LOŽISKA**

OPTIMIZATION OF HYDROSTATIC BEARING RECESS SHAPE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

David Kopřiva

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Michalec

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **David Kopřiva**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Michal Michalec**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Optimalizace tvaru buňky hydrostatického ložiska

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hydrostatická ložiska fungují na principu dodávání tlakové kapaliny do hydrostatické kapsy, čímž je vytvářen souvislý mazací film zcela oddělující kluzné plochy. Pro nadzvednutí zátěže je nutné zajistit dostatečnou plochu vtokových drážek (buněk), které jsou zahloubené do kluzných povrchů hydrostatické kapsy. Základní tvary buněk lze vypočítat pomocí analytických vztahů, avšak u složitějších tvarů a konfigurací je nutné použít numerických výpočtů. Optimální tvar a rozložení buněk v hydrostatické kapse umožní dosažení optimálních provozních vlastností.

Typ práce: výzkumná

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem práce je provedení CFD simulace pro tři navržené konfigurace buněk hydrostatické kapsy.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- zpracovat rešerši zaměřenou na geometrii hydrostatické kapsy,
- stanovit okrajové podmínky dle zadaných vstupních hodnot,
- porovnat analytický výpočet jednoduchého tvaru buňky s výsledky CFD simulace,
- vytvořit CAD modely a provést CFD simulaci navržené geometrie,
- porovnat a zhodnotit získané výsledky.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, digitální data.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

TU, Jiyuan, Guan Heng YEOH a Chaoqun LIU. Computational fluid dynamics: a practical approach. Third edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2018, xix, 477 stran : ilustrace. ISBN 978-0-08-101-27-0.

YU, Mubing, Xiaodong YU, Xuhang ZHENG, Hang QU, Tengfei YUAN a Daige LI. Influence of recess shape on comprehensive lubrication performance of high speed and heavy load hydrostatic thrust bearing. Industrial Lubrication and Tribology [online]. Emerald Publishing Limited, 2019, 71(2), 301-308 [cit. 2020-08-17]. DOI: 10.1108/ILT-05-2018-0204. ISSN 0036-8792.

YU, Xiao Dong, Zhi Qiang WANG, Xiu Li MENG, Qi Hui ZHOU, Yan Qin ZHANG, Lan YANG a Hui JIANG. Comparative Study on Pressure Field of Hydrostatic Thrust Bearing with Different Recess Shapes. Key Engineering Materials [online]. Trans Tech Publications, 2014, 621, 431-436 [cit. 2020-08-17]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.621.431. ISBN 9783038351863. ISSN 1013-9826.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá problémem optimalizace tvaru buňky hydrostatického ložiska. V práci je popsán princip fungování hydrostatických ložisek, jejich použití a jsou zde popsány dřívější optimalizace buněk. Za referenční geometrii je uvažována kruhová buňka. Ta je nejdříve zkoumána analytickým výpočtem a pomocí CFD simulace. Výsledky z analytického výpočtu a z výpočtu pomocí CFD simulace jsou následně porovnány z hlediska přesnosti CFD simulace. Po ověření nastavení CFD jsou navrženy tři typy geometrie na základě rešerše a předchozích odborných studií a pomocí CFD jsou tyto geometrie zkoumány z hlediska nosnosti hydrostatického ložiska a tlaku v buňce. Všechny navržené typy geometrie jsou následně porovnány s referenční geometrií. Z výsledků vyplývá, že z hlediska nosnosti ložiska i tlaku v buňce má nejlepší výsledky referenční geometrie. Z hlediska nesymetrického zatěžování a tlumení by pak mělo být vhodnější použití navržených geometrií. V práci je popsán podrobný postup nastavení CFD a práce může tak sloužit jako podklad k dalším optimalizacím.

KLÍČOVÁ SLOVA

hydrostatické mazání, mazací film, geometrie buňky, CFD

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the problem of optimizing the recess shape of a hydrostatic bearing. It describes the principle of operation of hydrostatic bearings, their use and previous recess optimizations. A circular recess is considered as the reference geometry. This is firstly investigated by analytical calculation and CFD simulation. The results from the analytical calculation and from the calculation using the CFD simulation are then compared in terms of accuracy of CFD simulation. After verifying the CFD settings, three types of geometry are proposed based on research and previous studies, and with the help of CFD, these geometries are examined with respect to hydrostatic bearing load capacity and recess pressure. All proposed geometry types are then compared with the reference geometry. The results show that the reference geometry has the best results in terms of bearing load capacity and recess pressure. From the point of view of asymmetrical loading and damping, the use of the proposed geometries seems to be more appropriate. This thesis describes a detailed procedure for setting up the CFD and can serve as a basis for further optimization.

KEYWORDS

hydrostatic lubrication, lubricating film, recess geometry, CFD

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOPŘIVA, David. *Optimalizace tvaru buňky hydrostatického ložiska*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132152>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Michal Michalec.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Michalu Michalcovi za jeho čas, ochotu, cenné rady a poznatky, které mi poskytl při vedení této bakalářské práce. Dále děkuji své rodině za podporu během celého studia.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Michala Michalce. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Hydrostatická ložiska	14
2.1.1	Princip fungování	14
2.1.2	Výhody a nevýhody	17
2.1.3	Použití	17
2.2	Maziva	20
2.2.1	Viskozita	20
2.2.2	Minerální oleje	21
2.2.3	Syntetické oleje	21
2.3	Výpočet	21
2.3.1	Souřadné systémy	21
2.3.2	Základní rovnice	22
2.3.3	Kruhová buňka	24
2.4	Výpočetní dynamika tekutin (CFD)	25
2.4.1	Preprocesor	26
2.4.2	Numerické řešení pomocí CFD	28
2.4.3	Postprocesor	30
2.5	Studie zabývající se optimalizací hydrostatických ložisek	32
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	35
3.1	Analýza problému	35
3.2	Cíl práce	35
4	MATERIÁL A METODY	36
4.1	Referenční geometrie	37
4.1.1	Analytický výpočet	38
4.1.2	Výpočet pomocí CFD	38
4.2	Návrhy geometrie	47
4.2.1	Geometrie se čtyřmi buňkami	47
4.2.2	Geometrie dvou elips	48
4.2.3	Geometrie „hvězdy“	48
5	VÝSLEDKY	50
5.1	Referenční geometrie	50

5.2	Geometrie čtyř buněk	51
5.3	Geometrie dvou elips	53
5.4	Geometrie „hvězdy“	54
6	DISKUZE	56
7	ZÁVĚR	59
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	60
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	63
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	64
11	SEZNAM TABULEK	66
12	SEZNAM PŘÍLOH	67

1 ÚVOD

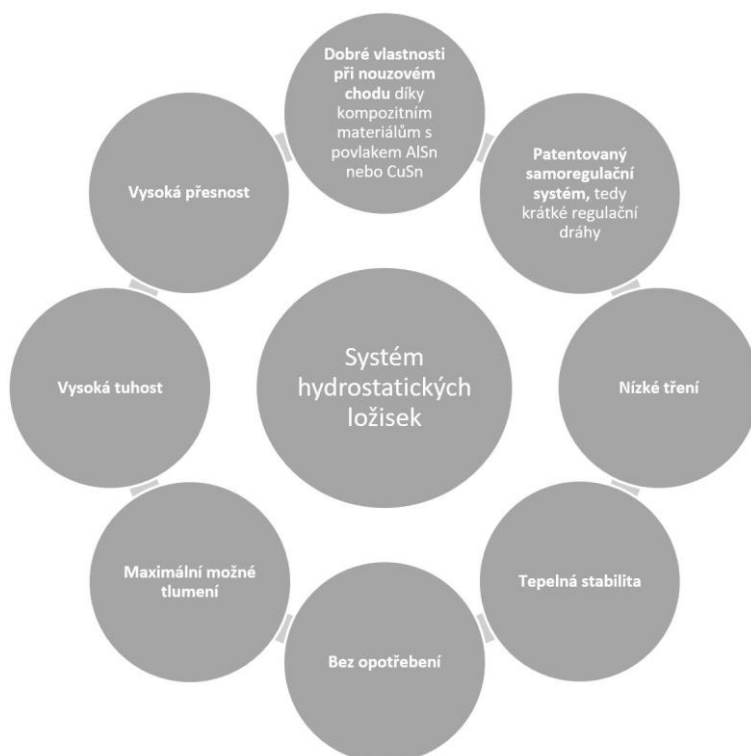
Hydrostatická ložiska mají široké spektrum použití ve strojírenství, a to hlavně díky spoustě kladných vlastností, mezi které patří především téměř nulové opotřebení, vysoká tuhost a dobré tlumící vlastnosti. K záporným vlastnostem se pak řadí vysoké pořizovací a náklady a také náklady na neustálý provoz externích čerpadel, která jsou pro hydrostatická ložiska nutností. Optimalizace buněk hydrostatických ložisek je tedy jednou z možností, jak provozní náklady snížit, a to za použití vhodnější geometrie, která nebude vyžadovat takový průtok, a tudíž je možné použít menší a úspornější čerpadla.

Dalším přínosem zkoumání optimalizace je také vyhotovení metodiky k dalším výzkumům hydrostatických ložisek. Použití CFD se jeví jako jednodušší, levnější a časově méně náročné řešení v porovnání s analytickými výpočty a experimentálními metodami. Použití analytických výpočtů je vhodné především pro jednodušší tvary, pro které jsou již odvozeny analytické vzorce. U řešení složitějších tvarů by pak mohly být analytické výpočty příliš složité a některé tvary není možné analyticky odvodit. Nevýhoda experimentálních řešení pak spočívá především ve vysokých nákladech, které jsou spojeny především s důrazem na vysokou přesnost, která je kladena na výrobu kluzných povrchů a na nutnost čerpadla a napájecích obvodů. Proto je vhodné použít CFD a v případě dobrých výsledků je možné zkoumat nové tvary pomocí experimentálních metod. CFD však vyžaduje spousty nastavení, a proto je vhodné porovnat si dosažené výsledky z CFD s analytickým výpočtem u geometrie, kterou je možné jednoduše analyticky vyřešit. Porovnání analytického výpočtu a výpočtu z CFD společně s navrhnutím a zkoumáním dalších typů geometrií je pak hlavní náplní této práce.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Hydrostatická ložiska

Hydrostatické mazání spočívá v dodávání maziva mezi povrchy kinematické dvojice pomocí externího tlakového systému [1]. Hydrostatické mazání lze použít v širokém spektru aplikací, od velkých obecně pomalých strojů až po malé, ale obecně rychlé stroje. Hlavní výhody hydrostatického mazání jsou velmi nízké tření a zanedbatelné opotřebení, zatímco mezi hlavní nevýhody patří složitost napájecích obvodů a vysoké nároky na přesnost kluzných povrchů.

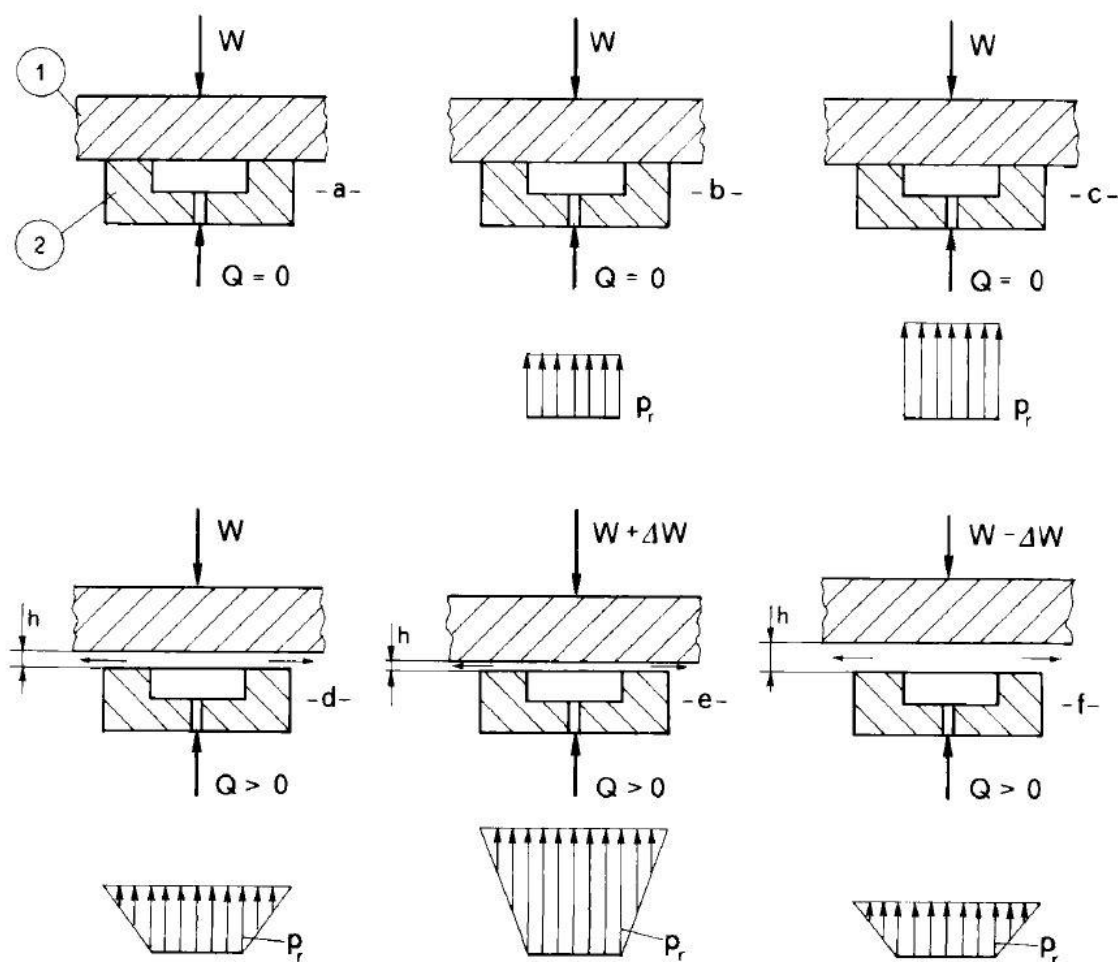


Obr. 2-1 Výhody hydrostatických ložisek prezentované firmou Zollern [2]

2.1.1 Princip fungování

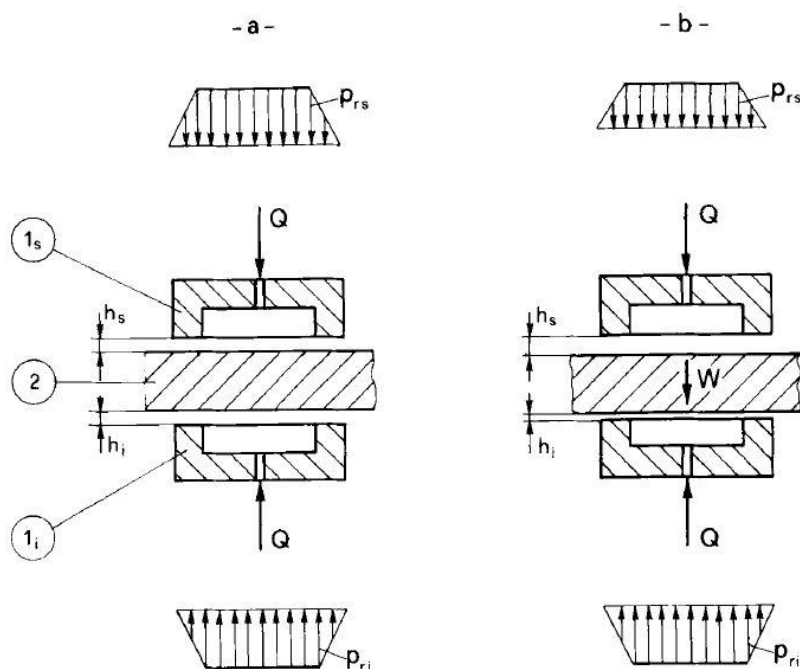
Na Obr. 2-2 se nachází nástin principu fungování hydrostatického mazání. Vybrání v podložce 2), jehož promítnutou plochu můžeme označit jako A , je napájeno externím čerpadlem. Vybrání se nejčastěji označuje jako buňka [1]. Vodící lišta ložiska 1) je zatížena silou W (Obr. 2-2-a). Po zapnutí čerpadla začne růst tlak v buňce tělesa (Obr. 2-2-b), dokud není dosaženo tzv. „zvedacího tlaku“ $p=W/A$ (Obr. 2-2-c). Pokud je vodící lišta tlakem zvednuta, vytváří se mezi povrchy mazací film. Externím čerpadlem je do buňky dodáván průtok Q a mezi povrchy vzniká mazací film o tloušťce h (Obr. 2-2-d).

V závislosti na zatížení vodící lišty se mění tlak uvnitř buňky a mění se i tloušťka mazacího filmu h . Pokud dojde k nárůstu zatížení vodící lišty, tlak p uvnitř buňky vzroste a tloušťka mazacího filmu h klesne (Obr. 2-2-e). Pokud dojde k úbytku zatížení, tlak uvnitř buňky klesne a zvětší se tloušťka mazacího filmu (Obr. 2-2-f).



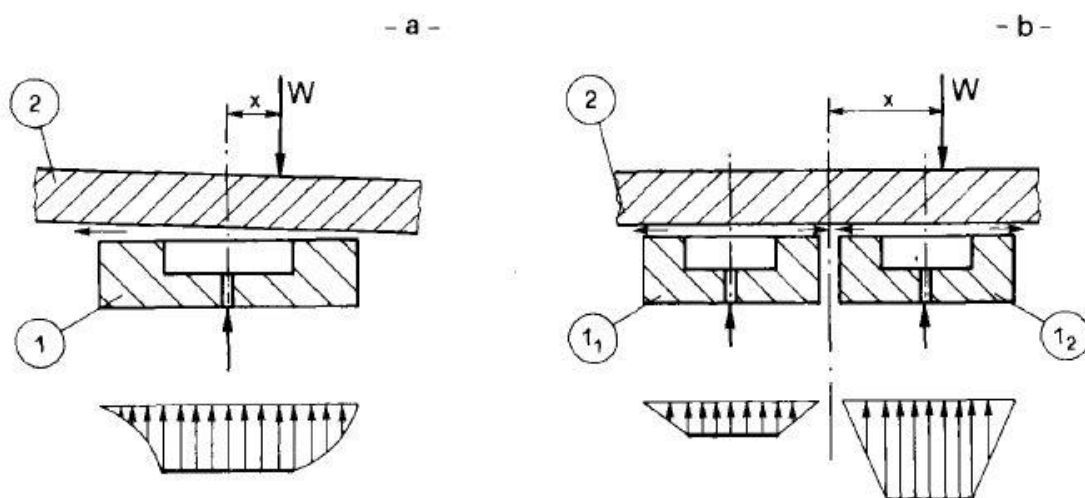
Obr. 2-2 Princip fungování hydrostatického ložiska [1]

Na Obr. 2-3 je znázorněn nosník ložiska 2), který je vložen mezi dvě podložky 1_s) a 1_i) s buňkami [1]. V tomto případě způsobují toky Q (Obr. 2-3-a), že tlak uvnitř buňky není nulový, i když je nulová zatěžující síla W . Při zatížení vnější silou W dojde ke zvýšení tlaku ve spodní buňce a tlak v horní buňce se sníží (Obr. 2-3-b). Oproti systému s jednou podložkou tak dosáhneme větší tuhosti.



Obr. 2-3 Nosník mezi dvěma buňkami [1]

Pokud existují dvě (nebo více) buněk a dojde k nerovnoměrnému zatížení nosníku ložiska, tak ve dvou (nebo více) buňkách dochází k různým tlakům [1]. Aby bylo možné dosáhnout ve dvou (nebo více) buňkách rozdílných tlaků, musí to umožňovat napájecí systém a v praxi toho lze dosáhnout dvěma způsoby. Prvním způsobem je napájení každé buňky zvlášť pomocí samostatného napájecího zdroje. Tento způsob se obvykle označuje jako „systém zásobování konstantním průtokem“. Druhou možností je použít jeden napájecí zdroj a umístit před každou buňku vyrovnávací zařízení (omezovač). Z důvodu, že je před omezovači obecně udržován konstantní tlak, tak se tento způsob běžně označuje jako „systém přívodu konstantního tlaku“.



Obr. 2-4 Nesymetrické zatěžování hydrostatického ložiska [1]

2.1.2 Výhody a nevýhody

Kontaktu mezi povrchy kinematické dvojice je předcházeno hydrostatickým mazáním. Díky tomuto mazání mají hydrostatická ložiska několik výhod [1]. Mezi povrchy kinematické dvojice nedochází ke kontaktu, tudíž neexistuje téměř žádné opotřebení těchto povrchů, a to dokonce ani při rozběhu a nízkých provozních rychlostech. Při nulových rychlostech je tření teoreticky nulové. Během rozjezdu a zastavení a při nízkých rychlostech je tření velmi nízké [3]. Hydrostatická ložiska se díky mazacímu filmu, který je přiváděn pod tlakem, vyznačují vysokou tlumící charakteristikou a také značnou tuhostí. Díky tuhosti lze při jakémkoliv změně zatížení dosáhnout velmi malých změn v tloušťce mazacího filmu [1]. Jako příklad tuhosti lze uvést projekt na Velký Magellanův teleskop [4]. Nominální tloušťka mazacího filmu by měla být $65\text{ }\mu\text{m}$ a maximální odchylka mezi plochami by měla dosahovat $\pm 8,7\text{ }\mu\text{m}$, a to i při váze přibližně 1250 tun. Další výhodou je vysoká přesnost ložiska. Mazací film zprůměruje chyby drsnosti povrchu ložiska a další vady spojovacích ploch [3], [5]. Další výhodou je i tolerance vůči kapalinám se špatnými mazacími vlastnostmi a nízký nárůst teploty za provozu [6]. Mezi poslední výhody patří hodnocení výkonnosti hydrostatických ložisek, které je snadnější než v případě hydrodynamických ložisek, jelikož je možné obecně dobře definovat okrajové podmínky [1]. Hlavními nevýhodami jsou nutnost napájecího systému středního nebo vysokého tlaku a jemu příslušných ovládacích a bezpečnostních zařízení. Nutnost napájecích systémů a také vysoké nároky na přesnost kluzných povrchů vedou k vysokým počátečním nákladům. Dále je nutné zajistit neustálý dohled nad napájecími systémy, jelikož by při selhání čerpadla napájecího systému mohlo dojít k závažné poruše [6]. Neustálá spotřeba energie čerpadlem pak vede k dalším provozním nákladům.

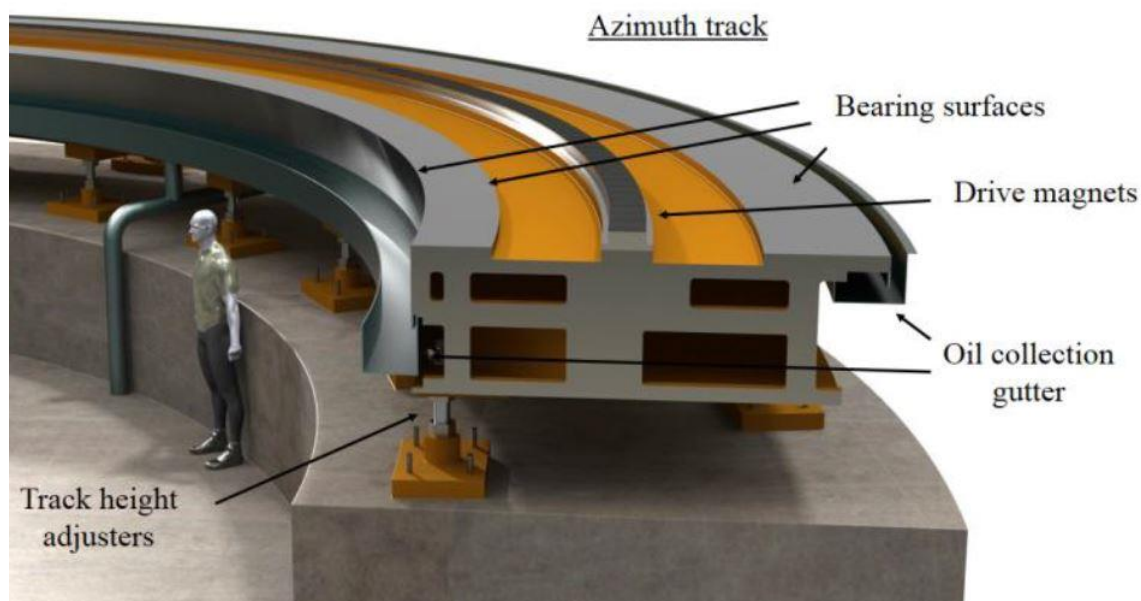
2.1.3 Použití

Hydrostatické mazání se v současnosti používá v celé oblasti strojírenství. Použití je možné jak v případě malých strojů s vysokými rychlostmi, tak i pro stroje velké, kde jsou rychlosti obecně nízké.

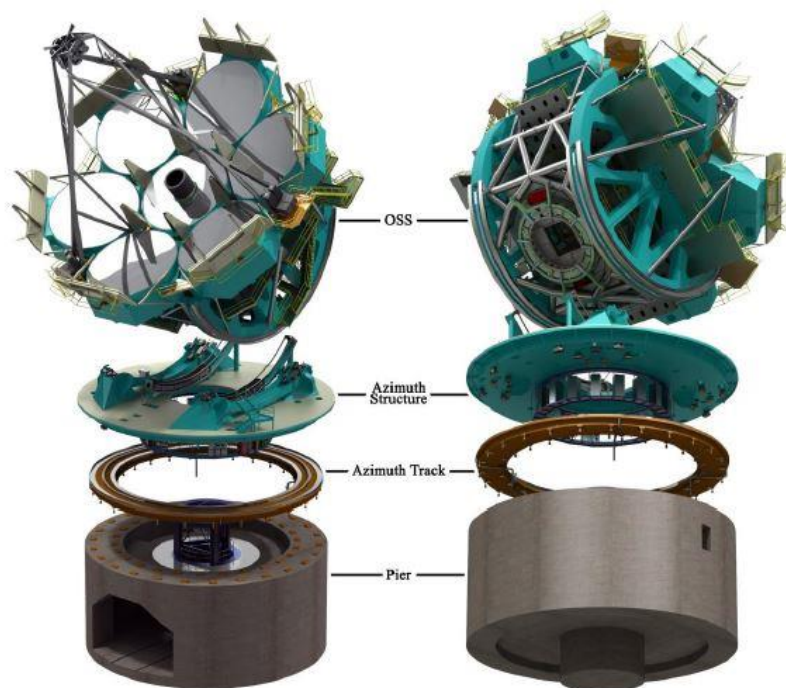
U malých strojů jsou hydrostatická ložiska mnohem lepší než ložiska obvykle používaná, a to z důvodu, že tření při velmi nízkých rychlostech téměř zmizí i v případech střídavého pohybu [1]. Použití mohou najít v přesných váhách, dynamometrech nebo jako tlumiče vibrací pro měřicí přístroje.

U středních strojů vzhledem k nepřítomnosti prokluzu, vysokému stupni tuhosti a velmi dobrému tlumení filmu pod tlakem je vhodné použít hydrostatická ložiska v bruskách, počítačem řízených obráběcích strojích a obráběcích centrech, které vyžadují velmi přesné polohování s absencí vibrací. Další možností použití je u vřeten s vysokou rychlostí [1]. Tady se hydrostatická ložiska často ukazují jako lepší než hydrodynamická, a to hlavně na začátku a na konci procesu a také lepší než ložiska valivá, u kterých dochází k problémům v důsledku opotřebení a vysokých odstředivých sil na válcích.

Zástupci velkých strojů jsou dalekohledy, radioteleskopy, velké radarové antény, které se musí pohybovat pomalu a přesně. Příkladem může být dalekohled na hoře Mount Palomar. 500 tun vážící dalekohled s průměrem 200 palců (5,08m), který udělá jednu otočku za 24 hodin [1], [7]. Dalším případem obřího dalekohled může být Velký Magellanův dalekohled, jehož spuštění je naplánováno na rok 2029. Dalekohled se bude otáčet na hydrostatických ložiscích. Azimutový disk se bude skládat ze sady osmi konstrukčních prvků, které budou při konečné montáži sešroubovány dohromady. Celková hmotnost sestavy azimutového disku bude přibližně 325 tun. Nominální hodnota olejového filmu produkovaná hydrostatickými ložisky bude 65 mikrometrů. Osu azimutu budou definovat dvě ploché ložiskové dráhy a jedno válcové radiální ložisko o vnitřním průměru 16,28 metru a vnějším průměru 21,2 metru. Azimutová dráha bude konstruována ze sedmi segmentů a stavěcí šrouby mezi kolejnicí a můstkem umožní vyrovnaní koleje [4], [8]. Dalšími příklady mohou být přehřívače vzduchu pro kotle elektráren [1]. V tomto případě dochází k namáhání hydrostatických ložisek vysokými teplotami. Dále jsou to obráběcí stroje, například velké vyvrtávačky nebo frézky, u kterých je vyžadována střední nebo vysoká přesnost a je zapotřebí pohybovat těžkými polotovary. Další použití je na montážních linkách, kde jsou velké a těžké součásti nesený za pomoci hydrostatických lineárních vedení, které umožňují velmi přesné umístění komponent.



Obr. 2-5 Dráha azimutu Velkého Magellanova dalekohledu [8]



Obr. 2-6 Základní části Velkého Magellanova dalekohledu [8]

Hybridní ložiska

Další možností je uplatnění hydrostatických ložisek v ložiscích hybridních. Hybridní ložiska fungují jako kombinace působení hydrostatického a hydrodynamického mazání [3]. Hydrostatická ložiska dosahují jedinečného výkonu při nízkých rychlostech, zatímco hydrodynamická ložiska mohou dosahovat lepšího poměru zátěže k výkonu při vysokých rychlostech. Rozdílem mezi hydrostatickými a hybridními ložisky je v optimalizaci buněk u hybridních ložisek. Buňky jsou buď úplně zrušeny, anebo zmenšeny na minimum, aby bylo možné maximálně využít hydrodynamických účinků na únosnost. Základní parametry těchto ložisek, jako je čerpací výkon a velikost jsou navrženy jako pro hydrostatická ložiska a jakékoliv hydrodynamické účinky, které zlepšují výkon ložiska, jsou považovány za bonus.

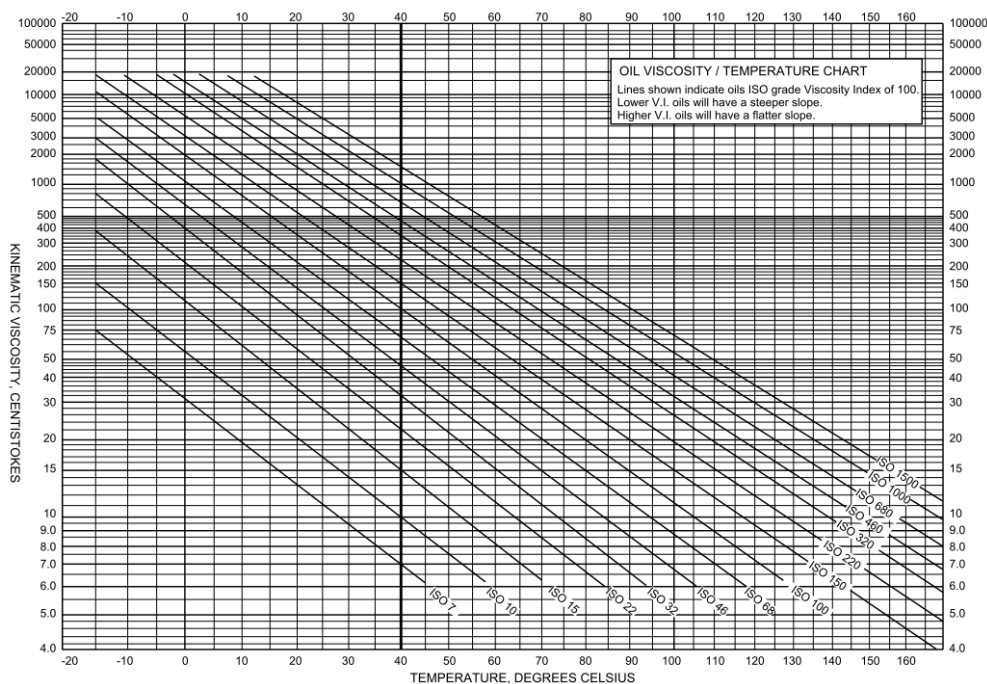
Existuje několik případů, ve kterých mají kluzná hybridní ložiska výkonnostní výhody [9]. Jsou určeny pro vysokorychlostní stroje, kde mají hydrodynamická čepová ložiska tendenci trpět vířivou nestabilitou při nízkých poměrech excentricity, jako například v generátorových soustavách, turbínách a svislých vřetenových čerpadlech pro velká tepelná energetická zařízení, a také pro obráběcí stroje, které podléhají přerušovaným řezacím operacím, rázovým zatížením a občasným velkým přetížením. Hlavní výhodou kluzného hybridního ložiska je přívod hydrostatického maziva při rozjezdu a zastavení stroje. Přívod maziva oddělí povrchy ložiska, tudíž se zabránuje opotřebení a vysokému tření. Při provozních otáčkách může být přívod hydrostatického mazání snížen nebo dokonce vypnut a ložisko tak může fungovat čistě hydrodynamicky za samostatného nízkotlakého přívodu. Hlavní nevýhodou je stejně jako u hydrostatických ložisek nutnost napájecího systému středního nebo vysokého tlaku.

2.2 Maziva

Nejdůležitější vlastností maziva u hydrostatických ložisek je jeho dynamická viskozita [3]. Obvykle jsou první volbou minerální oleje, avšak rozhodnutí o typu použitého maziva zahrnuje řadu dalších faktorů. Mezi ně patří teplotní rozsah, rychlost, zatížení, materiály, se kterými přichází mazivo do kontaktu, a obecné konstrukční úvahy samotného stroje.

2.2.1 Viskozita

Mezinárodní organizace pro normalizaci (ISO) vyvinula systém klasifikace kinematické viskozity pro maziva pro průmyslové použití, který se začal používat od roku 1977 [10]. Systém obsahuje 18 tříd viskozity uvedených v cSt (centi-Stokes) při 40°C. Každá třída viskozity je označena číslem ISO VG (stupeň viskozity). Stupeň viskozity se obecně shoduje se střední hodnotou podle Obr. 2-7 z normy ISO 3448:1992 a BS 4231:1992. Prvním stupněm je třída ISO VG 2, kde je střední hodnota viskozity 2 cSt. Naopak poslední třídou je ISO VG 1500 se střední hodnotou 1500 cSt. Tento systém klasifikace viskozity má několik speciálních výhod. Číslo ISO VG poskytuje přímo informace o viskozitě oleje. Norma ISO 3448 je plně podporována předními národními normalizačními organizacemi, což usnadňuje srovnání viskozity olejů s viskozitou specifikovanou výrobcem. Dynamickou viskozitu μ lze z kinematické viskozity ν vyjádřit pomocí vztahu $\mu = \nu \cdot \rho$, kde ρ je hustota látky [1]. Jednotkou dynamické viskozity v soustavě SI je $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ nebo $\text{Pa} \cdot \text{s}$. Základní jednotkou kinematické viskozity v soustavě SI je m^2/s .



Obr. 2-7 Graf závislosti kinematické viskozity na teplotě pro různé třídy ISO VG [11]

2.2.2 Minerální oleje

Minerální oleje jsou nejčastěji používanými mazivy [7]. Jsou vyráběny ze surové ropy a jejich cena je nízká i při rychlém vývoji syntetických olejů, tudíž se jejich další používání v mnoha průmyslových odvětvích jeví jako jisté. Téměř všechna současná maziva jsou obohacena o chemické přísady, aby byly dodrženy požadavky na jejich funkci [3]. Do maziv se přidávají inhibitory oxidace, inhibitory rzi, prostředky proti opotřebení a extrémnímu tlaku, modifikátory tření, čistící a dispergační prostředky, látky tlumící tečení, inhibitory zlepšující oddělení vzduchových bublin od oleje a zlepšovače indexu viskozity.

2.2.3 Syntetické oleje

Syntetická maziva byla původně vyvinuta počátkem minulého století v zemích, kde nejsou spolehlivé dodávky minerálních olejů [7]. Zpočátku byla tato maziva používána jen zřídka. Používání syntetický olejů se však postupně zvyšovalo hlavně ve speciálních případech, pro které jsou minerální oleje nedostatečné. Největší poptávka po syntetických olejích byla pro stroje, které musí pracovat při vysokých provozních teplotách. Díky tomu došlo k vývoji syntetických olejů, které odolávají vysokým teplotám, aniž by se rozkládaly a současně poskytují snížené riziko požáru. I když mají syntetické oleje lepší vlastnosti než oleje minerální, jejich vysoká cena způsobuje, že se obvykle nepoužívají v případech, kdy dosahují minerální oleje uspokojivých výsledků [3].

2.3 Výpočet

2.3.1 Souřadné systémy

Různé typy buněk odpovídají různým formám Reynoldsovy rovnice [12]. Pro obdélníkové buňky se používají Kartézské souřadnice a takové buňky jsou vhodným modelem pro lineární pohybovou analýzu. Pro kruhové buňky se používá Reynoldsova rovnice ve válcových souřadnicích. Většina studií kruhové buňky se zaměřuje na axiální ložiska. Pro řešení kloubových nebo kuželových ložisek je vhodné použití Reynoldsovy rovnici ve sférických souřadnicích.

2.3.2 Základní rovnice

Navier-Stokesovy rovnice a rovnice kontinuity

Pokud uvažujeme fluidní prvek, tak lze podél každé souřadné osy napsat rovnovážnou rovnici, která vyjadřuje rovnováhu příslušných složek objemových sil, vnějšího působení na povrchy prvků a setrvačnou sílu [1]. Obecně je tato rovnice nazývána jako rovnice hybnosti. K následnému snížení neznámých je nutné použít konstitutivní rovnice média. Uvažují se zde izotropní tekutiny s lineárním vztahem mezi napětími a rychlostmi (Stokesův zákon tření) a bez objemové viskozity (Stokesova aproximace). Pomocí rovnice hybnosti a konstitutivních rovnic média lze vyjádřit Navier-Stokesovy rovnice.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{1}{3} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \quad (2.1)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{1}{3} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (2.2)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \left(\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{1}{3} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (2.3)$$

Kde u, v, w a X, Y, Z jsou složky vektoru rychlosti a síly těla.

Jelikož rovnice obsahují čtyři neznámé (jmenovitě se jedná o složky rychlosti a tlak), je pro řešení zapotřebí další rovnice [1]. Jedná se o rovnici kontinuity, která vyjadřuje rovnováhu hmoty protékající nekonečně malým objemem.

$$\dot{\rho} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.4)$$

Reynoldsova rovnice

V oblasti mazání tekutými mazivy má mazací film obvykle velmi malou tloušťku. V souvislosti s tenkou vrstvou maziva je možné snížit složitost Navier-Stokesových rovnic, a to díky následujícím úvahám [1]:

- tloušťka tekutého filmu ve směru osy y je malá ve srovnání s velikostí v ostatních směrech;
- v tomto důsledku lze tlak, stejně jako hustotu a viskozitu zprůměrovat;
- tok je laminární, tudíž neexistují žádné turbulence ani víry;
- objemové síly a setrvačnost jsou zanedbatelné ve srovnání se silami viskózními;
- na plochách, které ohraničují tekutý film se shoduje rychlost maziva s rychlostí povrchů.

Za výše zmíněných předpokladů lze druhou Navier-Stokesovu rovnici vynechat a další dvě lze upravit [1]. Po úpravě lze rovnice dvakrát integrovat za určitých okrajových podmínek a získat složky rychlosti tekutiny ve směru osy x a z. Dále je nutné integrovat rovnici kontinuity po tloušťce mazacího filmu h. Dosazením složek rychlosti do rovnice kontinuity lze vyjádřit Reynoldsovu rovnici pro hydrodynamické mazání. Pokud se jedná o rovinná hydrostatická ložiska, tak zde rychlosti povrchů často nezávisí na souřadnicích, mimo to se také předpokládá, že se hustota a viskozita maziva ve filmu znatelně nemění. Reynoldsova rovnice může být za těchto předpokladů upravena na následující tvar.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \mu \dot{h} \quad (2.5)$$

Laplaceova rovnice

Je velmi dobře známo, že pokud nedochází k vnějšímu natlakování maziva, nemůže mazací film vydržet žádné zatížení, pokud nenastane jeden z následujících stavů [1]:

- neexistuje žádné stačování ani posunutí relativní rychlosti povrchu ($V=U=0$);
- existuje posuvná rychlost, ale tloušťka mazacího filmu h je konstantní na celé ploše.

V tomto případě lze upravit Reynoldsovu rovnici na výraz:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (2.6)$$

Tomuto výrazu se také říká Laplaceova rovnice, pro kterou existuje pouze jedno řešení, pokud známe okrajovou podmínku pro tlak p. Pokud je tlak p konstantní na celé hranici, nabývá stejnou hodnotu také ve všech vnitřních bodech. Pokud je tedy okrajovou podmínkou atmosférický tlak p, musí být k dispozici externí zdroj, aby se zajistil mazací film mezi povrchy.

Nosnost

Nosnost W mazacího filmu je definována jako výslednice tlakového pole. Pokud A je povrch, na který působí tlak p a n je jeho normální směr, tak platí:

$$W = \int_A p n dA \quad (2.7)$$

Průtok

Z Reynoldsovy rovnice lze integrací složek rychlosti mezi $y=0$ a $y=h$ získat složku průtoku na jednotku délky q :

$$q_x = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{h}{2} (U_1 - U_2) \quad (2.8)$$

$$q_z = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.9)$$

Pro získání objemového průtoku maziva protínající určitý obrys S , jehož vnější normální směr je n , je nutné integrovat součin $q n$:

$$Q = \int_S q n dS \quad (2.10)$$

2.3.3 Kruhová buňka

Jednoduché hydrostatické ložisko se skládá z kruhové buňky a je ohraničeno prstencovou vůlí [1]. Za předpokladu, že je okolní tlak roven 0, pak tlak p_r v buňce souvisí s rychlostí průtoku.

$$p_r = \frac{6}{\pi} \mu Q \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{h^3} \quad (2.11)$$

Tlak ve vůli klesá logaritmicky. Nosnost ložiska se zjistí integrací tlaku na ploše a přidáním výrazu $\pi r_1^2 p_r$ kvůli tlaku v buňce.

$$W = \frac{\pi}{2} r_2^2 p_r \frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2.12)$$

Pokud dosadíme rovnici s tlakem do rovnice s nosností, získáváme vztah.

$$W = 3 \frac{\mu r_2^2}{h^3} Q \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2} \right) \quad (2.13)$$

Třetí moment, který působí na dva povrchy rotující kolem společné osy s relativní rychlostí Ω je možné popsat následujícím vztahem.

$$M_f = \frac{\pi}{2} \mu \frac{r_2^4}{h} \Omega \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^4 \right] \quad (2.14)$$

2.4 Výpočetní dynamika tekutin (CFD)

Výpočetní dynamika tekutin se věnuje zejména pohybujícím se tekutinám a ovlivňování toku procesy, které mohou zahrnovat přenos tepla a případné chemické reakce [13]. Fyzikální charakteristiky pohybu tekutin lze obvykle popsat pomocí základních matematických rovnic, nejčastěji v parciální diferenciální formě. Tyto rovnice se často nazývají jako řídicí rovnice v CFD. Výpočtová část se zabývá studiem numerických simulací proudění tekutin za použití počítačových programů a softwarových balíčků na vysokorychlostních počítačích k dosažení numerických řešení. CFD do sebe spojuje tři konkrétní disciplíny, a to fluidní inženýrství, počítačovou vědu a matematiku.

CFD se také stalo jednou ze tří základních metod, které lze použít při řešení problémů v dynamice tekutin a přestupu tepla [13]. Dalšími dvěma jsou metody experimentální a analytické. Všechny tři metody jsou vzájemně propojeny a žádná z nich nespočívá v izolaci. Ačkoli se stále praktikuje mnoho analytických metod a experimenty jsou a budou i nadále významně prováděny, trend však jasně směřuje k většímu spoléhání na CFD, zvláště pokud se jedná o velmi složité proudy kapalin.

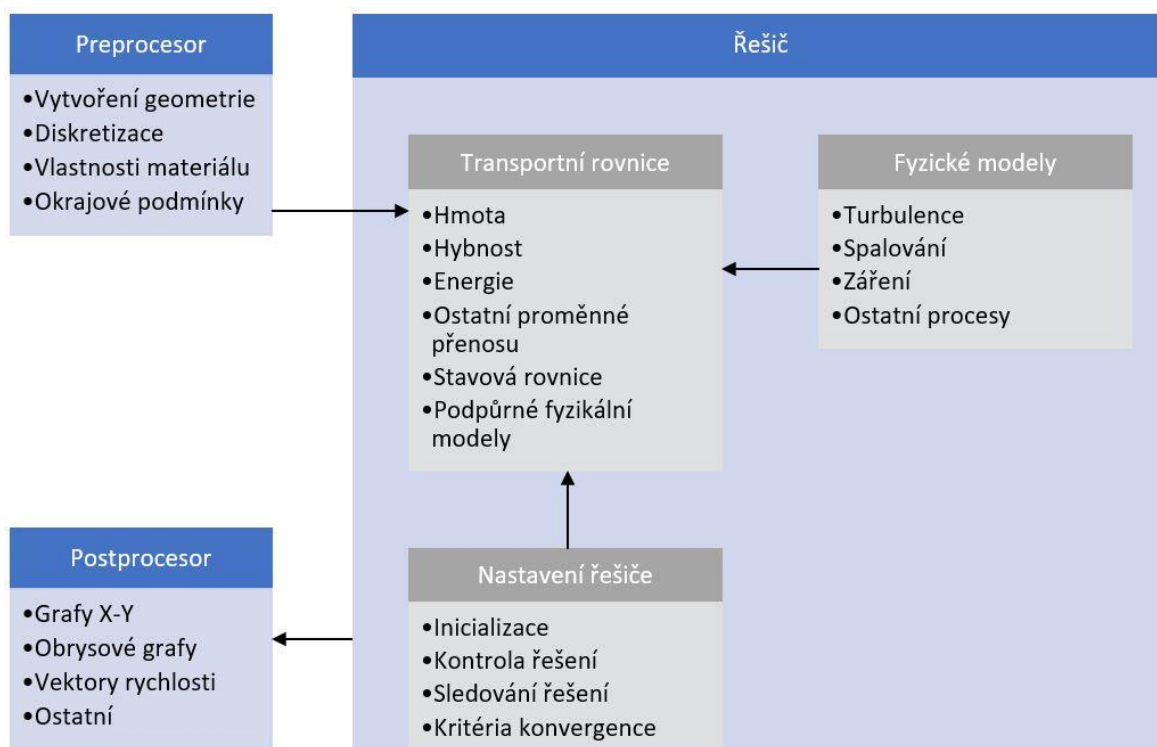
CFD se používá v průmyslových aplikacích a ve vědeckém výzkumu. V začátcích byl tento studijní obor omezen pouze na oblast špičkových technologií v letectví a astronautiku. Dnes už si nachází cestu mnoha nezmapovanými oblastmi, zejména v procesním, chemickém, civilním a environmentálním inženýrství. Mezi konkrétní případy lze zařadit zkoumání proudů v turbínách, míchání více látek v chemickém průmyslu, vytápění a klimatizace budov, sledování povětrnostních vlivů na budovy, šíření znečišťujících látek či odpadních vod v oblasti životního prostředí, sledování proudů a ústí řek v hydrologii a mnoho dalších [13]. Prostřednictvím výpočtových simulací dochází ke konstrukci vylepšených anebo nových návrhů systému a také k optimalizaci na stávajících zařízeních, což vede ke zvýšení účinnosti a nižším provozním nákladům.



Obr. 2-8 Použití CFD při zkoumání proudění vzduchu kolem větrné turbíny [13]

Každé řešení problému pomocí CFD se skládá ze tří základních částí [13]:

- preprocesor
- řešič
- postprocesor



Obr. 2-9 Schéma řešení problému pomocí CFD [13]

2.4.1 Preprocesor

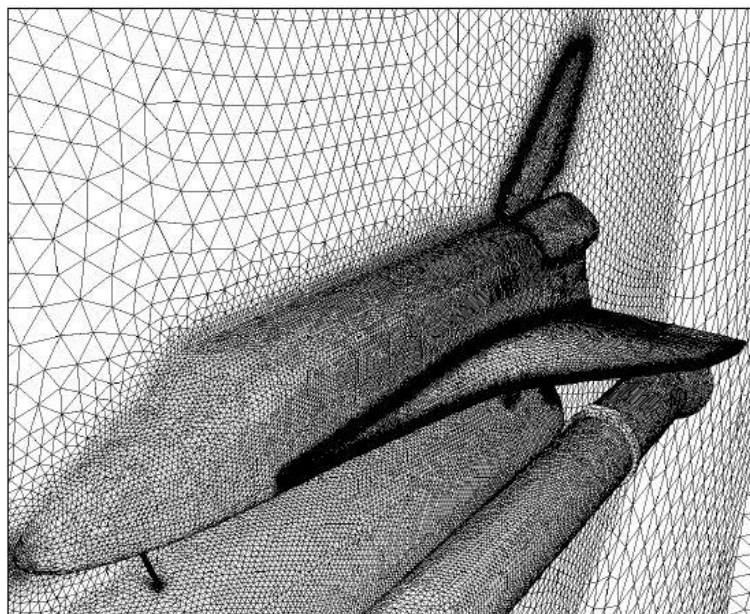
První částí při řešení problému je preprocesor [14]. Jedná se o předpřípravu problému pro samotné řešení a skládá se z tvorby geometrie, diskretizace, definice vlastností tekutin a specifikace okrajových podmínek.

Vytvoření geometrie

Prvním krokem u každé CFD analýzy je vytvoření geometrie oblasti toku [13]. Vytvořená geometrie by měla co nejvíce odpovídat reálnému problému. Geometrii je možné vytvořit pomocí balíčků, které jsou již součástí CFD. Další možností je importovat již připravenou geometrii.

Diskretizace

Druhým krokem preprocesoru je diskretizace. Pro vyřešení fyziky toku v geometrii domény vyžaduje CFD rozdělení domény geometrie na menší subdomény, které se vzájemně nepřekrývají. Proto je důležité vytvořit síť buněk, která překrývá celou geometrii domény [13], [15]. Toky tekutin, které jsou popsány v každé z těchto buněk jsou obvykle řešeny numericky a jsou určeny konkrétní hodnoty toku, jako je rychlost, tlak, teplota a další sledované parametry toku. Přesnost výsledného řešení je silně ovlivněna počtem buněk v síti řešené domény a obecně platí, že zvýšení počtu buněk v síti vede ke zvýšení přesnosti řešení. Přesnost řešení však ovlivňuje mnoho dalších faktorů, a to například typ sítě, stupeň přesnosti numerické metody a vhodnost zvolených technik vzhledem k fyzice problému. Při použití CFD programu Ansys Fluent lze použít čtyři typy objemové sítě a to mnohostěny, čtyřstěny, šestistěny, anebo kombinace mnohostěnů a šestistěnů. Přesnost řešení významně ovlivňují omezení, kterým dominují náklady na výpočetní hardware a doba výpočtu. Kvůli těmto omezením je důležité navrhnout síť tak, aby byla vhodným kompromisem mezi přesností a cenou řešení.



Obr. 2-10 Vytvořená povrchová síť [15]

Stanovení fyzikálních vlastností a vlastností tekutin

Důležitým krokem je zjištění, jaká tekutina se v doméně toku používá. Pro správné definování konkrétní tekutiny v kroku předzpracování je nutné přiřadit tekutině příslušné vlastnosti [13]. Nejdůležitějšími vlastnostmi je hustota a dynamická viskozita tekutiny. Zadání těchto parametrů do kódů CFD je obvykle možné prostřednictvím grafického rozhraní programů. Proudění tekutin může být značně ovlivněno i přenosy tepla. Například se jedná o spalovací a radiační procesy, které silně ovlivňují lokální i globální přenos tepla, což následně ovlivňuje celou dynamiku tekutin v oblasti toku.

Specifikace okrajových podmínek

Proudění tekutin má mnohokrát komplexní charakter. Pro problém proudění je tedy nutné předepsat vhodné okrajové podmínky. Okrajové podmínky napodobují skutečné fyzické znázornění toku tekutiny a převádí tento tok do řešitelného problému CFD. Okrajové podmínky je nutné definovat na hranicích vstupu a výstupu tekutiny, aby se přizpůsobilo chování tekutiny vstupující a opouštějící oblast toku. Oblast toku může být ohraničena i otevřenými hranicemi. Složitosti otevřených okrajových podmínek jsou předmětem mnoha teoretických debat, navzdory tomu je tato podmínka nejjednodušší a nejlevnější volbou ve srovnání s jinými teoreticky uspokojivějšími výběry v CFD. Další okrajové podmínky je nutné definovat pro vnější hranice pevných stěn, které ohraničují geometrii toku. Definice okrajových podmínek je nutná také pro případné překážky, které se nacházejí v oblasti toku. Při numerickém řešení Eulerovy a Navier-Stokesových rovnic se obecně setkáváme s následujícími typy okrajových podmínek [16]:

- pevná stěna,
- vzdálené pole ve vnějších tocích,
- přítok a odtok ve vnitřních tocích,
- hranice vstřikování,
- symetrie,
- souřadnicový řez a periodická hranice,
- hranice mezi bloky.

2.4.2 Numerické řešení pomocí CFD

Inicializace a nastavení řešení

Na schématu na Obr. 2-9 je znázorněn postup v samotném řešiči a jsou zde ukázána nastavení, která je možné používat v CFD simulacích [13], [17]. Prvním krokem je inicializace. Poté následuje nastavení řešení a sledování řešení. Následuje CFD výpočet a po něm následuje kontrola konvergence. Pokud nedojde ke konvergenci řešení, je potřeba se vrátit a upravit nastavení řešení, anebo upravit vygenerovanou síť a následně znovu provést výpočet. Pokud je při řešení dosaženo konvergence, je možné výpočet ukončit.

Inicializace a řízení řešení jsou dva nezbytné procesy v rámci řešení CFD [13]. Základní fyzikální jevy v tocích reálných tekutin jsou obecně složité a nelineární. Řešení klíčových jevů v rámci těchto toků je nutné provádět za pomoci iteračního řešení. Iterační postup obecně zahrnuje všechny hodnoty vlastností toku, jako je rychlost, tlak, teplota a další parametry řešení, které mají být inicializovány před výpočtem řešení. Z teoretického hlediska mohou být počáteční podmínky libovolné. V praxi však existují výhody, které plynou z inteligentního zavedení počátečních podmínek. Existují dva hlavní důvody, proč by měl být proveden vhodný výběr počátečních podmínek. Pokud jsou počáteční podmínky navrženy tak, že jsou uzavřeny pro konečné řešení v ustáleném stavu, tak bude iterační

postup rychleji konvergovat a výsledek bude dosažen v kratším výpočetním čase. Pokud jsou počáteční podmínky daleko od reality, iterační postup se neblíží k požadované přesnosti tak rychle. Nesprávné počáteční podmínky mohou dokonce vést až k nesprávnému chování iteračního postupu, kdy může dojít k selhání, nebo k tomu, že se výsledek bude odchylovat. Dále je nutné provést nastavení příslušných parametrů v nastavení řešení. Obvykle je vyžadována specifikace vhodných iteračních schémat a výběr iteračních řešičů. Téměř všechny komerční CFD kódy, které jsou zavedené a ověřené používají k řešení metodu konečných objemů, jako svou standartní techniku numerického řešení. Na každé straně objemové buňky je možné pomocí různých interpolačních schémat určit povrchové toky transportních proměnných.

Monitorování konvergence

Další krok řešení zahrnuje propojení tří nezbytných procesů, kterými jsou monitorování řešení, výpočet CFD a kontrola konvergence [13]. Prvním aspektem, který charakterizuje úspěšné výpočetní řešení je konvergence. Iterativní metoda je zahájena převzetím počátečního odhadu a získáním vylepšeného, nebo aproximovaného řešení [17]. Jedná se o první iterativní hodnotu a je kontrolována na podmínku, která se nazývá konvergence. Pokud není podmínka dodržena, použije se k získání druhé iterativní hodnoty první iterativní hodnota a postup se posléze opakuje iteraci po iteraci až do konvergence. Konvergence iterativní metody je definována chybou blížící se prakticky k nule, například 10^{-3} . Posuzuje se postupným sledováním nerovnováh, které jsou běžně známé jako rezidua, a je zvýrazněna pokrokem v numerických výpočtech algebraických rovnic v každém iteračním kroku [13]. Na tyto nerovnováhy se obecně dívá pomocí grafických uživatelských rozhraní komerčního kódu. Pokud jsou v grafu vyobrazeny klesající tendence, tak jasně poukazují na neustálé odstraňování na rozdíl od akumulace jakékoliv nežádoucí nerovnováhy, což vede k tomu, že iterativní proces spíše konverguje, než že by docházelo k divergenci řešení. Pokud klesnou rezidua pod některá konvergenční kritéria nebo toleranci, která je přednastavena uvnitř řešiče, dochází k ukončení iteračního procesu. Druhým důležitým aspektem vedoucím k úspěšnému výpočetnímu řešení je nezávislost na mřížce. Při řešení hrubosti sítě je jediný způsob, jak eliminovat chyby. Tímto způsobem je postupné zdokonalování hrubé sítě, dokud určité klíčové výsledky nevykazují žádné znatelné změny. Systematické hledání výsledků nezávislých na síti vede obecně k dosažení vysoce kvalitních řešení CFD.

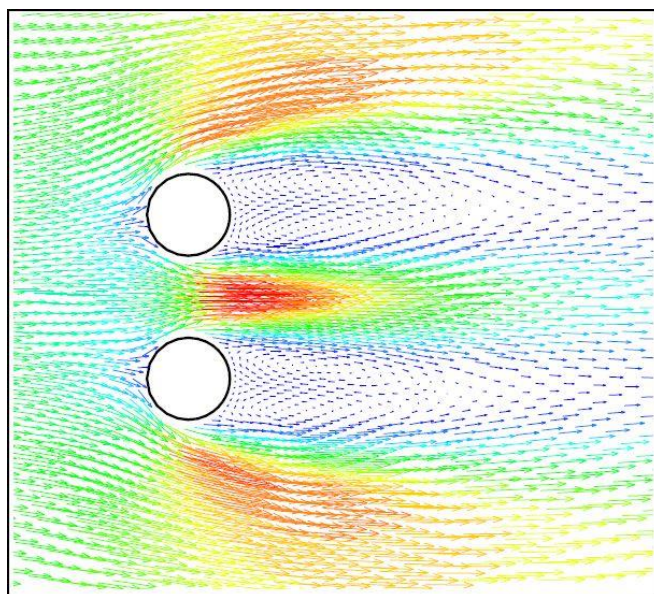
2.4.3 Postprocesor

Grafy X-Y

První možností zobrazení výsledků je za použití grafů X-Y [13]. Jedná se především o dvourozměrné grafy, které představují změnu jedné závislé proměnné na jiné nezávislé proměnné. Tyto grafy patří k nejpřesnějším způsobům, jak prezentovat numerická data. Jsou také oblíbeným způsobem, kdy se přímo porovnávají vypočtené číselné údaje s experimentálními naměřenými hodnotami. Tyto grafy jsou široce používány pro prezentaci přímkových profilů rychlosti a pro vykreslování povrchových veličin, jako je tlak a koeficient tření. Měli by být velmi snadno pochopitelné, aby bylo možné číst výsledky přímo, bez nutnosti jakékoli mentální či aritmetické interpolace.

Vektorové grafy

Vektorové grafy používají pro zobrazení v konkrétních bodech šipky [13]. Tyto grafy se obvykle používají ke zobrazení rychlosti. Orientace šipky označuje směr rychlosti a její velikost udává velikost rychlosti. Vektorové grafy představují perspektivní pohled na tokové pole ve dvou rozměrech. V trojrozměrném poli toku je možné generovat různé řezy dvourozměrných rovin, aby bylo možné lépe prozkoumat jevy v celém toku. Problémem mohou být příliš husté sítě, kde dochází ke shlukování šipek, což vede k nepřehlednosti grafu. V takových případech je nutné interpolovat, nebo snížit počet výstupních hodnot. Za použití různých barev je možné znázornit vektory rychlosti s jinou závislou transportní proměnnou. Tyto transportní proměnné je možné si libovolně zvolit. Transportní proměnnou může být například tlak, avšak v případech, kde je důležitý přenos tepla, mohou být vektory rychlosti spojeny s distribucí teploty, aby bylo možné ilustrovat transport horké tekutiny v oblasti toku.



Obr. 2-11 Vektorový graf [13]

Obrysové grafy

Obrysové vykreslování je další užitečnou a efektivní grafickou technikou používanou v CFD [13]. Obrysové grafy jsou nejčastější grafickou reprezentací dat. Obrysovou čáru (také známou pod pojmem vrstevnice) lze popsat jako čáru určující nějakou vlastnost, která je v prostoru konstantní. Obrysové grafy, stejně jako grafy vektorové, popisují globální tok zobrazený v jednom pohledu. Vykreslování vrstevnic probíhá tak, že rozdíl mezi číselnou hodnotou závislé dopravní proměnné z jedné vrstevnice na sousední vrstevnici se udržuje konstantní. Použití obrysových se obvykle nezaměřuje na přesné vyhodnocování hodnot mezi vrstevnicemi, jelikož jsou číselné hodnoty těchto grafů někdy méně důležité než jejich samotná povaha.

Ostatní grafy

Další možností vykreslení je za použití proudnic [13]. Proudnice jsou rovnoběžné s vektorem střední rychlosti, kde sledují průběh toku pomocí nehmotných částic. Obecně je možné získat je integrací tří prostorových rychlostních složek v kartézském systému. Použití proudnic je možné i u složitějších problémů s prouděním, jako jsou například vířivé proudy, které zahrnují transport pevných částic. Za použití proudnic je často možné odhalit důležité funkce, které mohou být v některých režimech izolovaného toku zakryty. Použití proudnic je vhodné například pro pozorování vírů, které mohou vznikat za různými překážkami v oblasti toku.

Datová zpráva a výstup

Data z CFD je po provedení simulace zpracovat pomocí dalších alfanumerických přístupů, aby bylo možné podat zprávy pro kvalitativní kontrolu dosaženého numerického řešení anebo výpis kvantitativních výsledků za účelem další analýzy [13]. Obecně je nepraktické prohlížet nezpracovaná data zejména na velkých sítích, které mohou obsahovat tisíce nebo dokonce miliony bodů. Důležitými proměnnými pro vyhodnocení jsou povrchové toky, síly a integrály na hranici výpočetní domény. Dále pak vyhodnocení toku hmoty dovnitř a ven každé hranice, stanovení složek sil a momentů.

Animace

Data ze simulace CFD se hodí i pro vytvoření animací [13]. V některých případech pomohly animace i při zlepšování fyzického znázornění procesu proudění tekutiny. Mezi tyto případy patří pohyb částic tekutinou ve vířivých tocích, v míchacích nádržích a šíření otřesů ve vysokorychlostních tocích. Animace jsou velmi účinným vizualizačním nástrojem pro různé účely, ať už vzdělávací anebo marketingové.

2.5 Studie zabývající se optimalizací hydrostatických ložisek

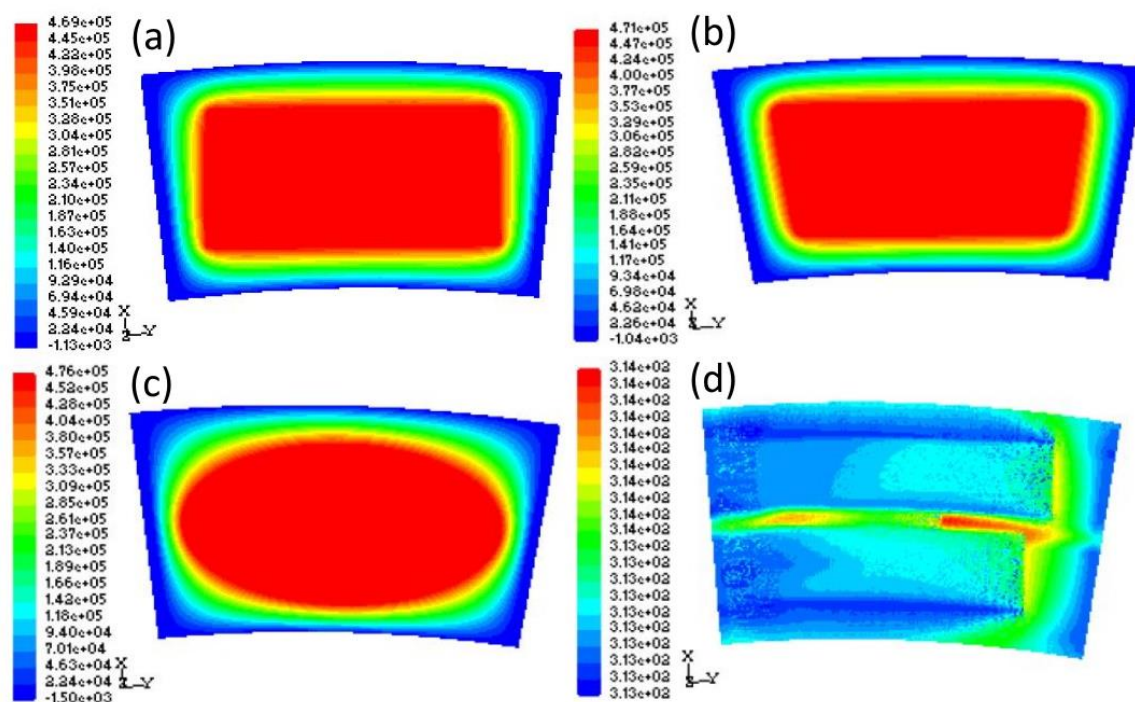
V minulosti probíhalo mnoho výzkumů a studií, které se zabývaly optimalizací buněk hydrostatických ložisek pomocí numerických a experimentálních metod a také pomocí metody CFD.

Článek [18] z roku 1998 popisuje teoretickou studii využívající MKP. V této studii byla pozorována ložiska se čtyřmi různými tvary vybrání zahrnující čtvercový, kruhový, trojúhelníkový a elipsový tvar buňky ložiska. Studie zkoumala statické a dynamické parametry výkonu, které zahrnují minimální tloušťku filmu, rychlost toku, rotorové dynamické účinky a prahovou rychlost. V případě statických charakteristik bylo nejlepší ložisko s čtvercovou buňkou, jelikož mělo největší minimální tloušťku mazacího filmu. Z hlediska přímé tuhosti mazacího filmu vykazovalo nejlepší výkon ložisko s kruhovým tvarem buňky. Pokud by při konstrukci měla primární význam tuhost mazacího filmu, tak je pořadí z hlediska tlumících schopností následující: kruhová, čtvercová, eliptická a trojúhelníková buňka. Trojúhelníková buňka poskytuje nejprůzračnější výkon na základě stability. Rovněž se u ní očekává lepší výkon při vyšších rychlostech z důvodu zvýšeného požadavku na průtok maziva.

Další studie [19] z roku 2002 se zaměřila na teoretické zkoumání statického a dynamického výkonu hydrostatického ložiska s kruhovým tvarem tlakového filmu, který měl buňky různých geometrických tvarů. K řešení výkonových charakteristik ložisek s kruhovým, obdélníkovým, eliptickým a prstencovým tvarem buňky byla použita metoda konečných prvků. Výkon byl porovnáván na základě stejného provozu ložiska a stejných geometrických parametrů, což byly stejné poměry plochy ložiska k ploše buňky a stejné hodnoty konstrukčního parametru omezovače. Další částí byla srovnávací studie, která se zaměřila na různé konfigurace ložisek s různými kompenzačními zařízeními, jako jsou kapiláry, clony a omezovače konstantního průtoku. Bylo tak možné zkoumat kombinovaný vliv geometrického tvaru buňky a kompenzačního zařízení na výkon ložiska. Studie potvrdila značný vliv tvaru buňky na statický a dynamický výkon ložiska s kruhovým tvarem mazacího filmu. Dále bylo zjištěno, že u prstencového tvaru buňky je požadavek na průtok maziva o téměř 87% vyšší než u buňky kruhového tvaru, a to pro stejnou hodnotu konstrukčního parametru omezovače. Nejvyšších hodnot únosnosti a koeficientu tuhosti dosáhlo kapilárně kompenzované ložisko s prstencovým tvarem buňky, druhou nejvyšší hodnotu vykazovalo ložisko se čtvercovým tvarem buňky a nejnižší hodnoty byly naměřeny u kruhového tvaru buňky. Za použití omezovače s vyšším návrhovým parametrem poskytuje nejprůzračnější výkon z hlediska tlumení ložisko s eliptickým tvarem buňky.

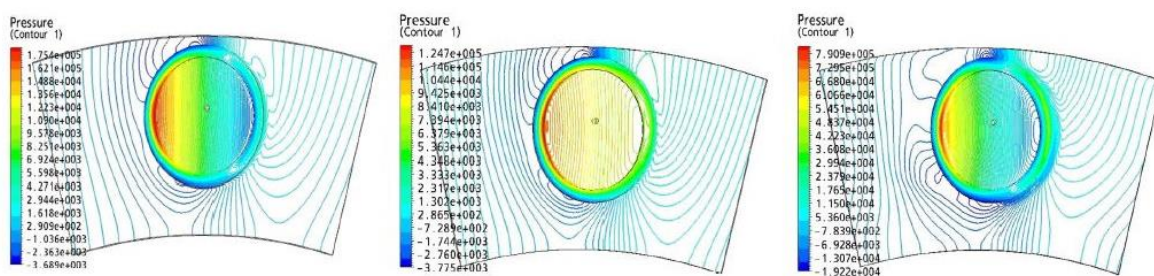
Studie [20] z roku 2014 se zabývala analýzou trojrozměrných tokových a tlakových vzorů. Práce porovnávala výsledky mezi experimentální metodou a výpočet pomocí CFD. Práce byla zaměřena především na optimalizaci geometrie ložisek s kruhovou opěrnou plochou. Optimalizace se týkala hloubky kapsy, poloměru kapsy, poloměru vstupního otvoru a také tvaru kapsy. Společně s kruhovým tvarem kapsy byly zkoumány i tvary eliptické, čtvercové, prstencové a výsečové. Výsledky ukázaly dobrou shodu mezi experimentální metodou a metodou CFD a potvrdily přítomnost vírů v buňce. Při zkoumání tlaku v kruhové buňce bylo zjištěno, že s klesajícím poloměrem buňky narůstá v buňce tlak. Při zkoumání tlaku a tuhosti mazacího filmu v různých tvarech buňky vyšlo, že největší tuhost olejového filmu má buňka ve tvaru kruhu, zatímco nejvyšší maximální tlak je v prstencové buňce.

Výzkumná práce [21] z roku 2014 se zabývala zkoumáním více buňkového axiálního hydrostatického ložiska. V této práci byly zkoumány čtyři tvary a to obdélníkový, výsečový, elipsový a tvar písmene „I“. Na vnější hranici byla použita okrajová podmínka výstupního tlaku 0,1 MPa. Dále pak výstupní teplota, která byla rovna s teplotou okolní atmosféry. Při vstupu do domény byla uvažována stejná teplota maziva, jako je teplota v olejové nádrži. V práci byl uvažován hmotnostní průtok tekutiny 0,098 kg/s. Byl použit olej o dynamické viskozitě $\mu=0,0288 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ a o hustotě $\rho=800 \text{ kg/m}^3$. Studie ukázala rozdílné tlaky uvnitř různých typů geometrií buněk. Nejvyšší tlak byl dosažen v buňce elipsového tvaru. Pomocí metody použité v této výzkumné práci lze předpovídat bezpečnost více buňkového hydrostatického ložiska s různými tvary buněk a položit tak základ pro deformaci hydrostatického axiálního ložiska a dosáhnout tak optimální konstrukce.



Obr. 2-12 Tlakové pole uvnitř buňky a) obdélníkové, b) sektorové, c) elipsové, d) tvaru písmene „I“ [21]

Výzkumná práce [22] z roku 2017 se zabývala optimalizací axiálního hydrostatického ložiska s prstencovým tvarem buňky s konstantním průtokem maziva. Zkoumala se závislost tlaku, teploty a rychlosti maziva v buňce na měnící se hloubce prstencové buňky. První část optimalizace probíhala simulací za pomoci výpočetní dynamiky tekutin a metody konečných objemů. Na základě výsledků z CFD bylo vytvořeno zařízení pro experimentální ověření výsledků. Experiment potvrdil platnost numerické simulační metody, jelikož data získaná z experimentálních měření byla prakticky totožná s daty, která byla získána pomocí numerické metody. Z výsledků této studie vyplynulo, že pro axiální hydrostatické ložisko s prstencovým tvarem buňky je optimální hloubka buňky 3,5mm. Pro tuto hloubku mají tlak, teplota a rychlost proudění maziva optimální hodnoty. Při zkoumání tlaků v buňce existuje dobrá shoda mezi simulací a experimentálním řešením. Výsledky ukazují, že při nízkých rychlostech se tlak v buňce mění mírně, ale s narůstající rychlostí otáčení tlak narůstá. Je vhodné použít více prstencové mělké vybrání než vybrání hluboké, a to především kvůli účinku dynamického tlaku, který existuje za podmínek mělkého vybrání a vysoké rychlosti. Výsledky jednoznačně ukazují na to, že k získání lepšího výkonu z hydrostatického axiálního ložiska s konstantním průtokem s prstencovým tvarem buňky je nezbytný správný výběr hloubky buňky.



Obr. 2-13 Průběh tlaků při různých otáčkách ložiska [22]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Hydrostatická ložiska fungují na principu dodávání kapaliny pod tlakem do hydrostatické kapsy. Vytváří se tak souvislá vrstva mazacího filmu, který odděluje kluzné plochy. Pro nadzvednutí zátěže je nutné zajistit dostatečnou plochu buněk, které jsou zahloubené do kluzných povrchů hydrostatické kapsy. Na výkon ložiska má vliv jejich tvar, poloha i jejich počet. Pro jednoduché tvary jsou odvozeny analytické vztahy, které umožňují vypočítat základní charakteristiky ložiska. V případě složitějších tvarů, nebo použití více buněk nelze použít jednoduché analytické vztahy. Z tohoto důvodu je vhodné použít numerické výpočty. Pomocí CFD lze řešit i velmi složité tvary, které by mohly být velmi těžko řešitelné analyticky. Nesprávné nastavení CFD by však mohlo vést ke zkresleným výsledkům. Při nastavení simulace je nutno vycházet z nastavení, které jsou ověřeny pomocí výpočtu referenční geometrie, která je vypočtena i pomocí analytického výpočtu. Cílem je porovnat referenční geometrii s navrženými tvary buněk a porovnat výsledky, a to především nosnost buňky a tlak v buňce.

Optimalizací buněk lze docílit lepších výkonových parametrů ložiska. Předchozí výzkumy potvrdily změny ve výkonu ložiska při změnách tvaru buňky. Optimalizací tvaru lze dosáhnout lepších výsledků z hlediska nosnosti, tlaku, tuhosti či tlumení. Vhodně zvolený tvar buňky může vést ke zlepšení výkonnostních parametrů hydrostatického ložiska.

3.2 Cíl práce

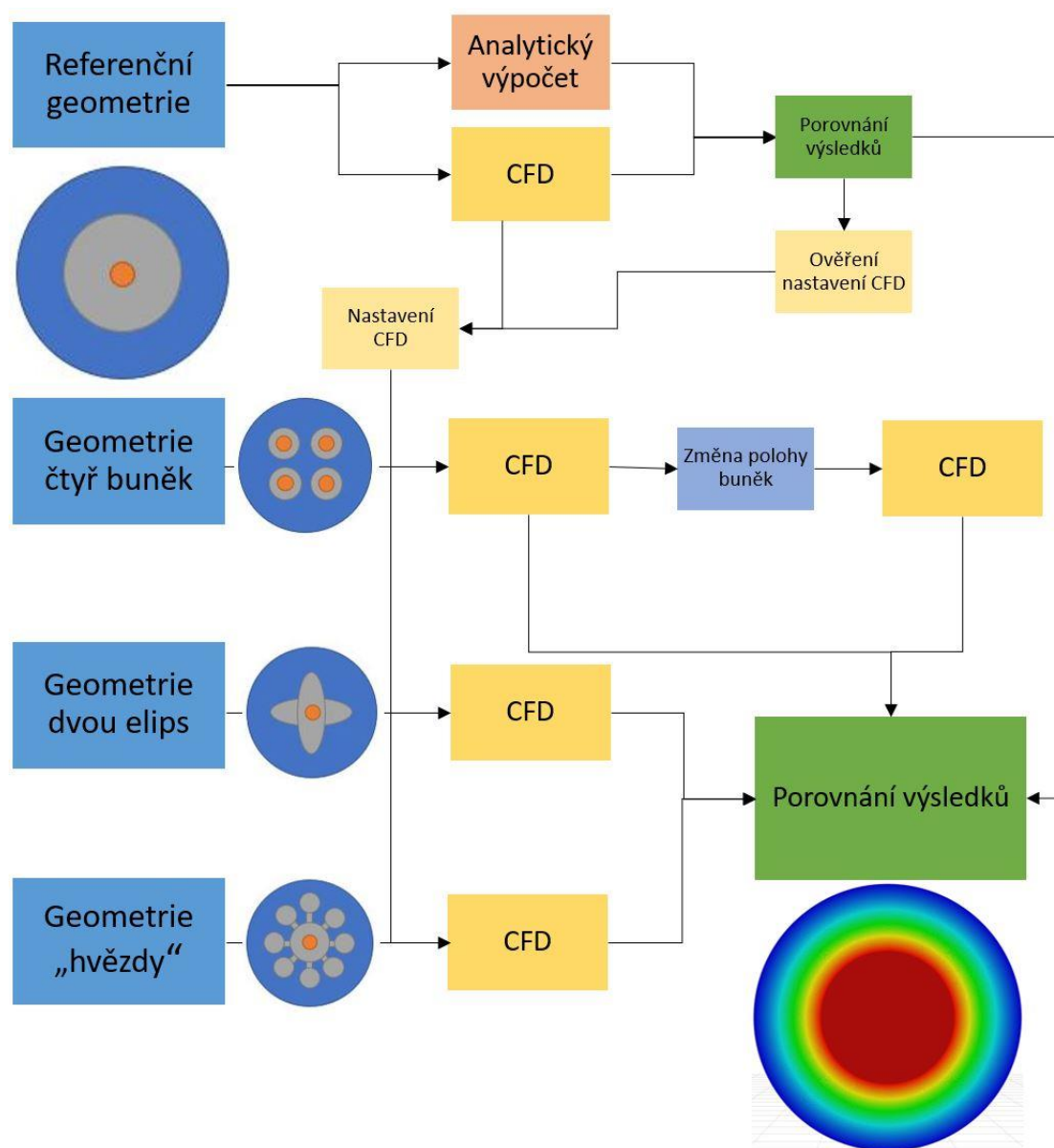
Hlavním cílem této bakalářské práce je navrhnout tři tvary buněk hydrostatického ložiska a provést simulaci těchto tvarů v CFD.

Dílčí cíle bakalářské práce jsou následující:

- zpracovat rešerši zaměřenou na hydrostatická ložiska a jejich optimalizaci,
- porovnat analytický výpočet jednoduchého tvaru buňky s výsledky CFD simulace,
- vytvořit CAD modely a provést CFD simulaci,
- porovnat a zhodnotit získané výsledky.

4 MATERIÁL A METODY

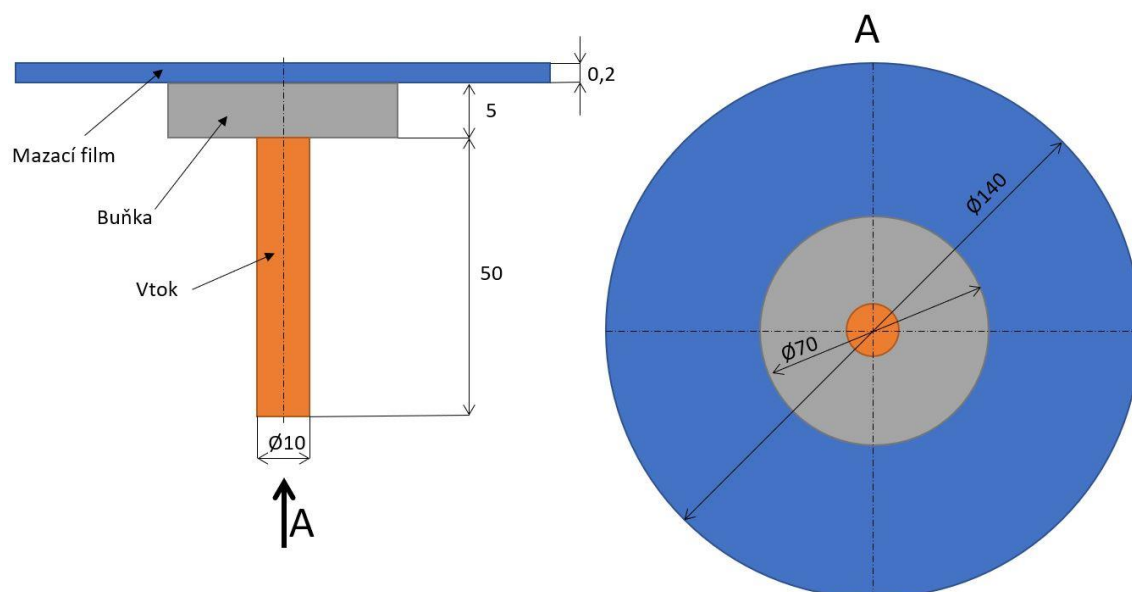
Na schématu na Obr. 4-1 je popsán postup celé práce. Nejdříve se pomocí analytického výpočtu a CFD simulace porovnávají výsledky referenční geometrie. Tím se také ověří správnost nastavení CFD. Následně je pomocí CFD řešena geometrie čtyř buněk. U této geometrie poté dojde ke změně polohy čtyř buněk, a to konkrétně tak, že se buňky vzdálí. Následující geometrie řešená pomocí CFD je geometrie dvou na sebe kolmých elips. Poslední geometrií pak geometrie „hvězdy“. Výsledky CFD simulací jsou mezi sebou následně porovnány z hlediska nosnosti hydrostatického ložiska a maximálního tlaku v buňce.



Obr. 4-1 Schéma postupu při řešení bakalářské práce

4.1 Referenční geometrie

Prvním krokem bylo ověření správnosti nastavení CFD a to tím, že byly srovnány výsledky z CFD s výsledkem analytického výpočtu referenční geometrie. Jako referenční geometrie byla uvažována jednoduchá kruhová buňka, která je schematicky zobrazena na Obr. 4-2. Kruhová buňka má průměr 70 mm a hloubku 5 mm. Průměr kapsy je 140 mm a tloušťka mazacího filmu je 0,2 mm. Vtok do buňky je uvažován jako válec o délce 50 mm a průměru 10 mm. Důležité parametry k výpočtu, jako je charakteristika tekutiny a okrajové podmínky jsou znázorněny v Tab. 4-1. Výstupní tlak je zde uvažován atmosférický.



Obr. 4-2 Schéma referenční geometrie

Tab. 4-1 Veličiny vstupující do výpočtu

Veličina	Jednotka	Hodnota
Dynamická viskozita	μ	0,118 Pa·s
Hustota	ρ	875 kg/ m ³
Objemový průtok	Q	5 l/ min
Výstupní tlak	p	1013 hPa
Poloměr buňky	r_1	35 mm
Poloměr kapsy	r_2	70 mm
Hloubka buňky	h_b	5 mm
Tloušťka mazacího filmu	h	0,2 mm

4.1.1 Analytický výpočet

Pro analytický výpočet byly použity již odvozené vzorce, které byly zmíněny v rešeršní části této bakalářské práce. Prvním krokem výpočtu bylo stanovení nosnosti ložiska. Pro tento výpočet byl použit vzorec (2.13), který uvažuje ložisko s konstantním průtokem.

$$W = 3 \cdot \frac{\mu \cdot r_2^2}{h^3} \cdot Q \cdot \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right) = 3 \cdot \frac{0,118 \cdot 0,07^2}{0,0002^3} \cdot 8,333 \cdot 10^{-5} \cdot \left(1 - \frac{0,035^2}{0,07^2}\right) = 13,552 \text{ kN}$$

Dalším krokem bylo vypočítání maximálního tlaku v buňce. Pro tento výpočet existuje samostatný vztah (2.11), anebo je možné vyjádřit si tlak ze druhého vzorce (2.12) pro výpočet nosnosti ložiska. Tlak v buňce byl nejdříve vyjádřen ze vzorce pro vyjádření nosnosti ložiska. Poté následovalo ověření pomocí vzorce přímo pro výpočet tlaku.

$$W = \frac{\pi}{2} \cdot r_2^2 \cdot p_r \cdot \frac{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

Z předchozího vzorce byl vyjádřen tlak p_r .

$$p_r = \frac{2 \cdot W}{\pi \cdot r_2^2} \cdot \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} = \frac{2 \cdot 13552}{\pi \cdot 0,07^2} \cdot \frac{\ln \frac{0,07}{0,035}}{1 - \left(\frac{0,035}{0,07}\right)^2} = 1,627 \text{ MPa}$$

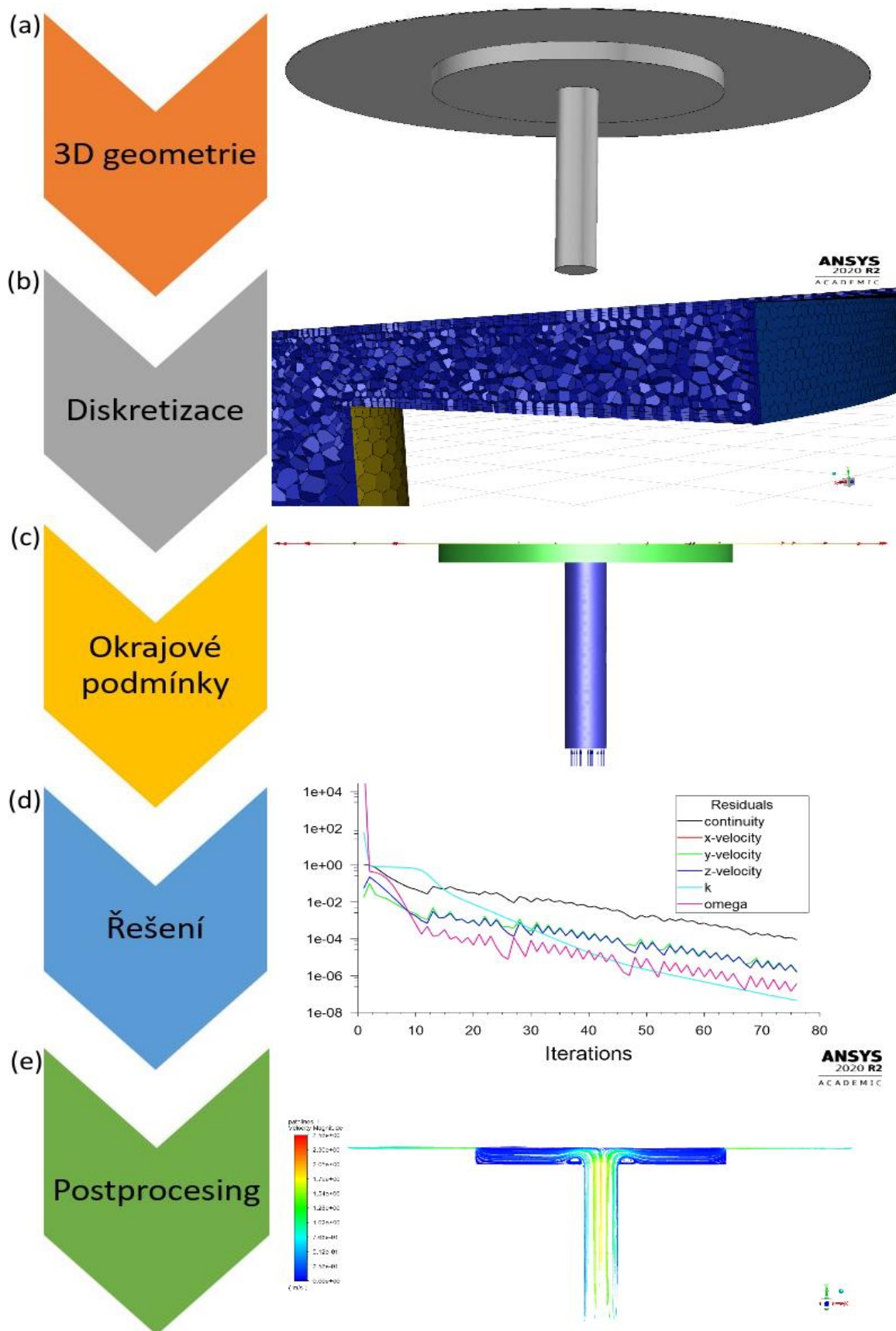
Následovalo ověření tlaku p_r pomocí vzorce pro jeho výpočet.

$$p_r = \frac{6}{\pi} \cdot \mu \cdot Q \cdot \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{h^3} = \frac{6}{\pi} \cdot 0,118 \cdot 8,333 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\ln \frac{0,07}{0,035}}{0,0002^3} = 1,627 \text{ MPa}$$

Výsledky, které vzešly z analytického výpočtu jsou brány jako směrodatné. Cílem bylo přiblížit se k těmto výsledkům pomocí výpočtu z CFD s odchylkou zatížení ložiska maximálně 10 %.

4.1.2 Výpočet pomocí CFD

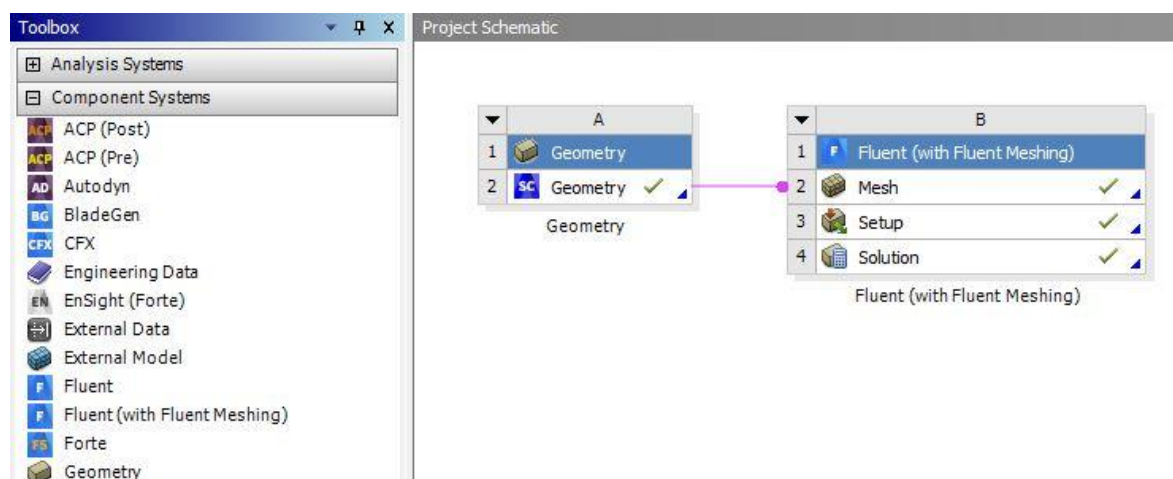
Následující schéma na Obr. 4-3 ukazuje postup při řešení problému pomocí CFD. První tři kroky v tomto schématu lze zařadit do preprocesingu, poté následuje samotné řešení a posledním krokem je postprocessing.



Obr. 4-3 a) 3D geometrie, b) Diskretizace, c) 3D doména s okrajovými podmínkami, d) Průběh reziduí, e) Postprocesing – průběh rychlosti tekutiny v doméně

Tvorba geometrie

Prvním krokem bylo vytvoření 3D modelu referenční geometrie. Ke tvorbě geometrie mohou být použity dva moduly v programu Ansys. Prvním z nich je SpaceClaim a druhým je DesignModeler. Geometrii je však možné vytvořit i v jiných 3D programech a poté ji do těchto modulů importovat ve formátu STEP. V případě této bakalářské práce byl pro vytvoření geometrie použit program Inventor. Poté následovalo otevření pracovního okna programu Ansys, kde byl vytvořen systém geometrie ve schématu projektu. Toto schéma je zobrazeno na Obr. 4-4, kde již geometrie propojena s modulem Fluent.

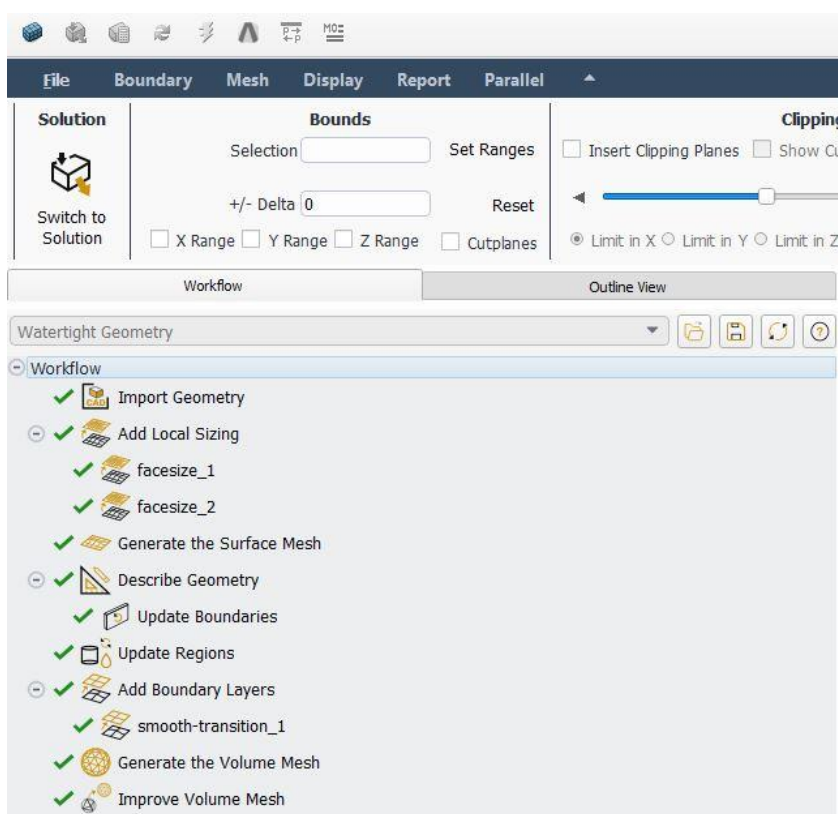


Obr. 4-4 Schéma projektu v programu Ansys

Do této geometrie byla následně importována referenční geometrie ve formátu STEP. Důležitým krokem, který následně usnadňuje práci s programem je pojmenování ploch, na kterých se nachází nějaké okrajové podmínky, nebo s nimi bude nadále pracováno. Pojmenování těchto ploch je možné již ve zmíněných modulech SpaceClaim a DesignModeler. V tomto konkrétním případě byl k pojmenování použit modul SpaceClaim. Po importu geometrie byl tento program otevřen a následně byly pojmenovány plochy pomocí přepnutí do karty Groups vybrání plochy a kliknutím na tlačítko Create NS. Tímto způsobem byly postupně pojmenovány důležité plochy. První plocha byla pojmenována jako „inlet“ - vtok. Později se na této ploše bude definovat vstupní okrajová podmínka. Druhá plocha, kde se bude definovat okrajová podmínka, tentokrát výstupní je pojmenována „outlet“. Jedná se o plochu, která je na obvodu mazacího filmu. Další plocha je pojmenována jako „top“. Jedná se o horní plochu, na které se následně bude počítat zatížení ložiska. Pojmenování dalších dvou ploch slouží pouze k účelům diskretizace. Na těchto dvou plochách se bude při diskretizaci nastavovat lokální zjemnění, které je zde za účelem zlepšení přesnosti výsledku.

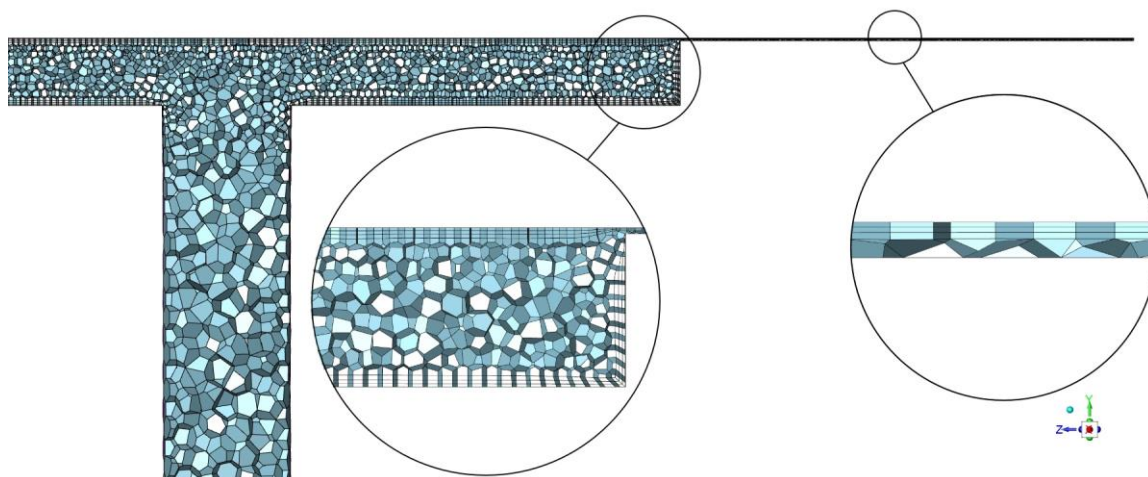
Diskretizace

Diskretizace, jak již bylo zmíněno v rešerši je rozdělení jedné domény na menší subdomény. V programu Ansys pro diskretizaci existuje modul s názvem „Mesh“. V tomto konkrétním případě byl však použit modul Fluent, který obsahuje i model na diskretizaci. Do schématu projektu tak byl přidán systém s názvem „Fluent (with fluent meshing)“. Následně přetáhneme vytvořenou geometrii do kolonky „Mesh“. Poté byl program otevřen. Při otevření byla zaškrtnuta možnost „Double precision“, ostatní parametry byly nechány v základním nastavení a následovalo nastavení diskretizace. Workflow diskretizace je na Obr. 4-5. Ve vrchní části obrázku se pak nachází možnost přepnutí z diskretizace na samotné řešení.



Obr. 4-5 Workflow diskretizace v modulu Fluent

Prvním krokem je import geometrie. Pokud je geometrie ve schématu projektu propojena, stačí pouze vybrat tlačítko „Import geometry“ a geometrie se objeví v pracovním okně. Při importu je jako hlavní jednotka nastaven metr, tudíž jsou všechny následující velikosti udávány v metrech. Dalším krokem je lokální zjemnění. První lokální zjemnění je aplikováno na horní plochu. Další lokální zjemnění je pak použito na spodní a boční plochu buňky. Typ lokálního zjemnění je zvolen jako „Face size“. U zjemnění horní plochy byla zvolena „Target mesh size“ 0,000485 a u ploch buňky 0,00055. Čím menší čísla jsou u lokálního zjemnění zvolena, tím menší jsou výsledné buňky, ale v doméně je jich značně více. Dalším krokem byla tvorba povrchové sítě. Zde se změnila pouze minimální a maximální velikost buněk. Minimální velikost byla nastavena na 0,0004 a maximální na 0,007. Ostatní hodnoty byly ponechány dle základního nastavení. Po nastavení byla vygenerována povrchová síť. Dalším krokem byl popis geometrie. Zde jako „Geometry type“ byla zvolena možnost, že geometrie obsahuje pouze oblasti tekutiny bez nezaplňných míst. Další dvě možnosti byly nechány na možnosti „No“. V záložce „Update Boundaries“ byla pro pojmenovanou část „Inlet“ zvolena okrajová podmínka „mass-flow-inlet“ jelikož je stanovena okrajová podmínka průtoku. Pro část „Outlet“ je zvolena podmínka „pressure-outlet“, která je rovněž zadána. Pro ostatní pojmenované části byla zvolena okrajová podmínka typu „wall“. V záložce „Update Regions“ byla zvolena pro celou doménu možnost „fluid“, jelikož se celá doména skládá pouze z tekutiny. V další záložce „Add Boundary Layers“ byla nastavena „Offser Method Type“ na „smooth-tansition“. Všechny hodnoty byly ponechány na základním nastavení. Jedinou změnou je „Growth on“, kde byla zvolena možnost „selected-labels“ a následně byly ve výběru vybrány plochy pojmenovány jako „cell“, „cell_down“ a „top“. Díky tomuto nastavení vzniknou na těchto plochách tři povrchové vrstvy, díky kterým se zlepší celkový výsledek. Následujícím krokem bylo vygenerovat objemovou síť. Jako „Fill With“ byl vybrán typ „polyhedra“. Jedná se o použití mnohostěnů jako malých subdomén. Důvodem k použití mnohostěnů byl především počet subdomén. Při stejných nastaveních obsahuje nejmenší počet subdomén, což vede k rychlejšímu řešení problému. Po vygenerování objemové sítě je posledním krokem je záložka „Improve Volume Mesh“, kde byla nastavena hodnota 0,3. Obecně platí, že čím menší je velikost jednotlivých buněk, tím přesnějšího řešení je možné dosáhnout. S každým zmenšením buněk však roste jejich počet a s tím i výpočetní čas potřebný k řešení problému. Při těchto nastaveních je v objemové síti zhruba 508 tisíc buněk. Studentská verze programu Ansys Fluent je omezena na řešení maximálně 512 tisíc buněk. Síť tedy obsahuje téměř maximální počet buněk, které lze řešit a není zde příliš velký prostor pro zlepšení sítě. Po vytvoření objemové sítě bylo přepnuto na nastavení řešení tlačítkem „Switch to solution“.



Obr. 4-6 Objemová síť referenční geometrie

Nastavení řešení

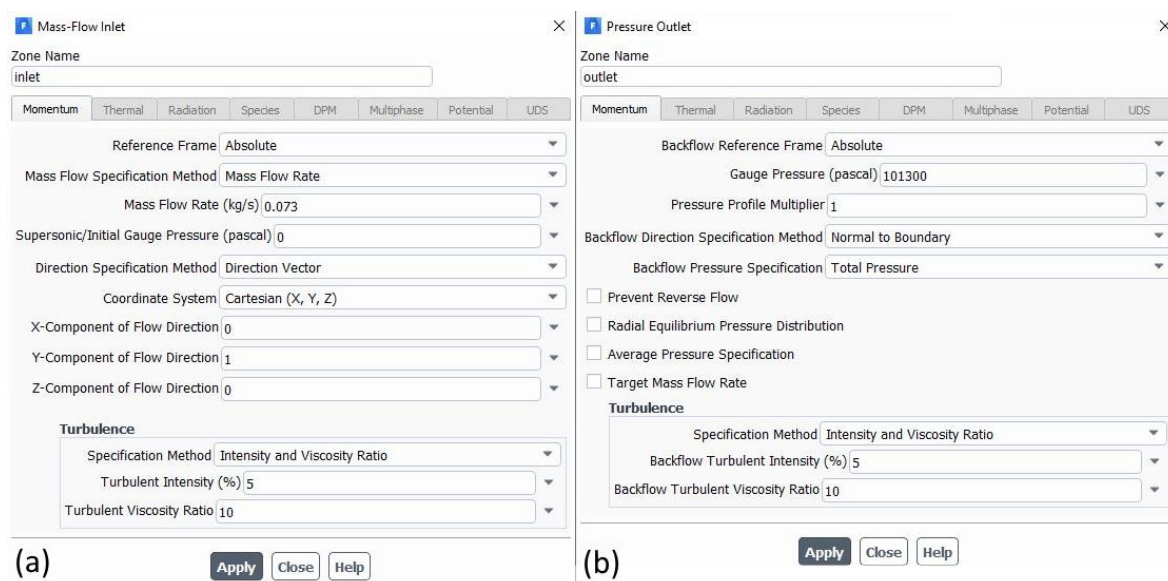
Před celkovým nastavením je vhodné zmínit předpoklady, se kterými bude daný problém vyšetřován:

- uvažujeme ložisko v ustáleném stavu s konstantní tloušťkou mazacího filmu,
- uvažujeme dokonalou geometrii kluzných povrchů,
- uvažujeme ložisko, které je v klidu a nehýbe se,
- uvažujeme ložisko, které je rovnoměrně zatížené.

V nastavení řešení je nejdůležitější nastavení okrajových podmínek a nastavení vlastností tekutiny. Prvním nastavením je nastavení modelů. V případě této práce byl nastavován viskózní model. V tomto nastavení byl zvolen model „k-omega“ a typ tohoto modelu „SST“. Jedná se o výchozí nastavení a také se jedná o velmi často používaný model. Dalším krokem bylo nastavení tekutiny v záložce „Materials“ a její podzáložce „Fluids“. Zde bylo potřeba vytvořit nový materiál. Pro lepší přehlednost byl tento materiál pojmenován jako „oil“. Zde pak byly vyplněny jeho vlastnosti, a to konkrétně jeho hustota na hodnotu 875 kg/m^3 a jeho dynamická viskozita na hodnotu $0,118 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$. Tyto důležité hodnoty oleje byly zmíněny již dříve v této práci a stejné hodnoty byly dosazovány do analytického výpočtu. Dalšímu nastavení podléhá nastavení „Cell Zone Conditions“. Jelikož máme doménu tvořenou pouze tekutinou, je zde jen jedna podsložka „Fluid“, ve které je vytvořená 3D doména. Zde je důležité vybrat za tekutinu olej, který byl definován dříve do kolonky „Material Name“. Dalším krokem je definice okrajových podmínek v záložce „Boundary Conditions“. První záložkou je zde „Inlet“, kde je nutné definovat množství tekutiny, které do domény vstupuje. Množství tekutiny je nutné definovat v kg/s , tudíž je nutné převést zadaný objemový tok do těchto jednotek a doplnit tak hodnotu $0,073 \text{ kg/s}$ do kolonky. Velmi důležité je zkontrolovat směr vstupující tekutiny. Směr může být ovlivněn rovinou, ve které je vytvářena geometrie. Při tvorbě geometrie byla použita rovina X-Z, tudíž

tekutina vtéká ve směru osy Y, tudíž bylo do kolonky směru Y doplněno číslo 1, do kolonek X a Z bylo doplněno číslo 0. Správný směr lze zkontrolovat pomocí grafického rozhraní. Dalším krokem je nastavení okrajové podmínky na výstupu, tudíž v kolonce „Outlet“. Zde je nutné doplnit tlak na výstupu, a to v jednotkách Pa, které jsou vyžadovány v závorce před příslušnou kolonkou. Zde byl tedy doplněn tlak 101300 Pa. U okrajových podmínek typu „Wall“ bylo ponecháno základní nastavení.

Další nastavení byla provedena v záložce „Solution“. Nastavení „Methods“ bylo následující. Při nastavení „Scheme“ byla zvolena možnost „Coupled“, u nastavení „Gradient“ pak metoda „Last Squares Cell Based“. Jedná se zde o základní nastavení tohoto programu pro řešení. Ostatní nastavení jsou pak totožná a obsahují metodu „Second Order“. Metoda „Second Order“ byla použita namísto metody „First order“, která je nastavena jako výchozí. Důvodem pro použití „Second Order“ je její vyšší přesnost. Výhodou metody „First Order“ je její rychlejší konvergence. Nastavení „Controls“ bylo ponecháno v základním tvaru. V záložce „Report Definitions“ byl vytvořen záznam o velikosti síly působící na horní plochu. Tvorba probíhala vytvořením nového záznamu, zde byla vybrána možnost „Force report“ a následně pouze možnost „Force“. Tímto je nastaven záznam o síle. Dále je nutné vybrat plochu, na které má být záznam proveden. Ze seznamu ploch byla zvolena možnost „top“ a následně bylo nutné změnit směr, ve kterém síla působí. To probíhalo stejně jako u volby směru vtoku tekutiny. Do směru Y byla doplněna hodnota 1, do směrů X a Z pak hodnota 0.

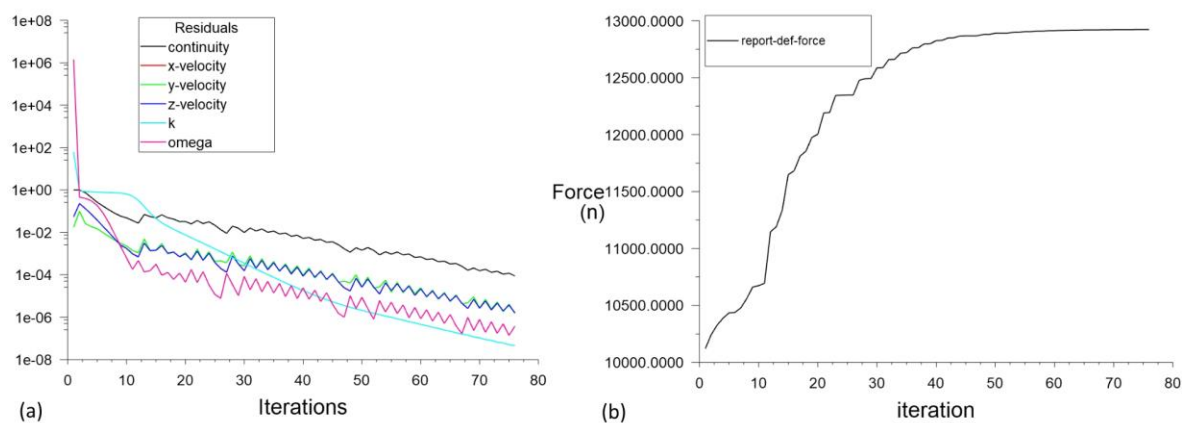


Obr. 4-7 a) Vstupní okrajová podmínka, b) Výstupní okrajová podmínka

Další nastavení následovaly v záložce „Monitors“. Prvním nastavením je nastavení přesnost reziduí v záložce „Residuals“. Původní nastavení bylo na přesnost 0,001. V grafu byl poté pozorován a průběh síly, která však při tomto nastavení nebyla dlouhodobě ustálená v blízkosti jedné hodnoty, a proto bylo toto nastavení pozměněno o jeden řád na hodnotu 0,0001. Řešení problému trvalo déle, ale bylo dosaženo lepší přesnosti, kdy se při této hodnotě výsledná síla pohybovala několik desítek iterací na přibližně stejné hodnotě. Další nastavení byla provedena v záložkách „Report Files“ a „Report Plots“. Zde byly stejným způsobem vytvořeny záznamy týkající se průběhu velikosti síly při výpočtu. Zde byl v obou případech vytvořen nový záznam a přidán do něj záznam o síle na horní plochu. Poslední nastavení se týkalo konvergence. Byl zde přidán nový záznam a v případě, že bude dosažena podmínka, že dosáhne přesnost nově nastavené hodnoty 0,0001, tak výpočet končí. Jako podmínka bylo vybráno, aby byl výpočet ukončen až poté, co přesnosti dosáhnou všechna kritéria. Poté již následovala záložka „Intilization“, kde byla zvolena výchozí metoda „Hybrid Intilization“. V tomto kroku se naplní subdomény hodnotami, které sice nejsou přesné, ale jsou daleko přesnější, než kdyby byly subdomény tvořeny pouze nulami, jako je tomu v případě standartní inicializace. To má za následek rychlejší řešení problému. Posledním krokem bylo spuštění výpočtu. V záložce „Run Calculation“ byla jako první zvolena možnost „Check Case“. Program nevypsal žádnou chybovou hlášku ani doporučení, tudíž bylo možné přistoupit k samotnému nastavení. Většina nastavení byla nechána v základním nastavení, tedy „Time Step Method“ jako „Automatic“, „Time Scale Factor“ na hodnotě „1“, „Lenght Scale Method“ jako „Conservative a „Verbosity“ na hodnotě „0“. „Number of Iterations“ bylo nastaveno na hodnotu „500“. Kdyby nedošlo ke konvergenci řešení, tak provede program 500 iterací a poté výpočet ukončí. Poté by bylo možné počet iterací navýšit a docílit tak konvergence. V případě této práce to však nebylo nutné, jelikož u všech řešených geometrií došlo ke konvergenci před dosažením tohoto limitu. „Reporting Interval“ a „Profile Update Interval“ byly nastaveny na hodnotu „1“. Poté již bylo spuštěno samotné řešení celého programu tlačítkem „Calculate“.

Sledování řešení

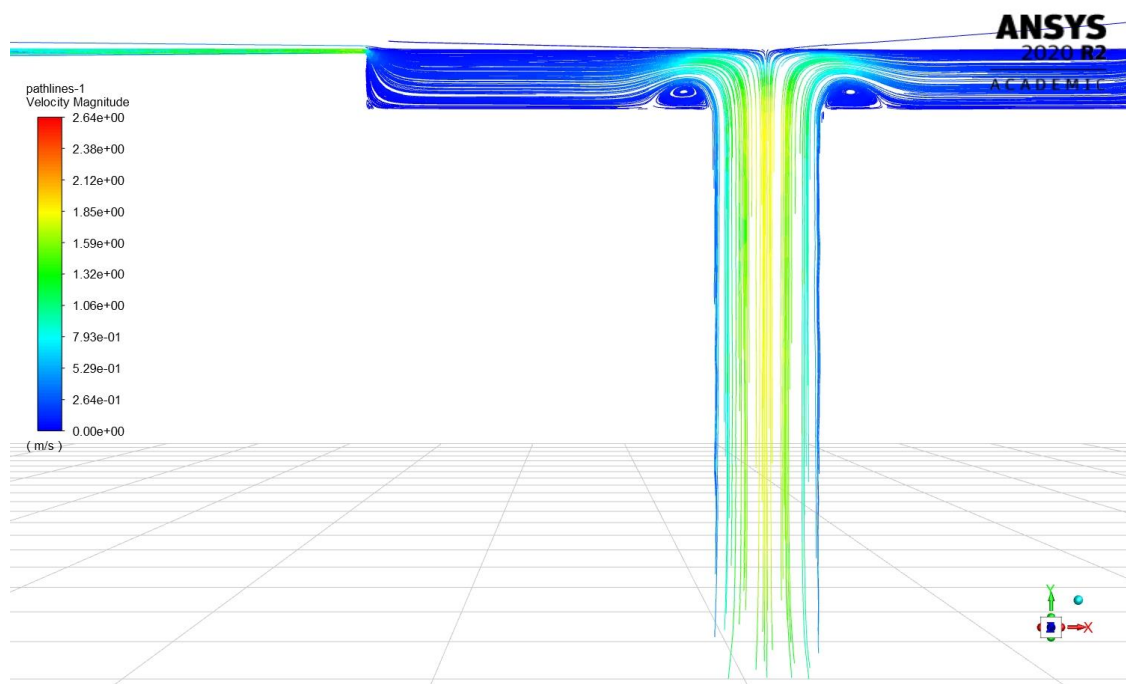
Po spuštění samotného řešení spustí program v uživatelském rozhraní vykreslování grafu reziduí a díky předchozím nastavením i vykreslování průběhu síly. Na ose x je vypsán počet iterací. V případě reziduí je na ose y jejich přesnost, u síly je pak na ose y její velikost. U reziduí docházelo k postupnému poklesu, což poukazovalo na to, že se chyba výpočtu neustále zmenšovala a postupně se blížila k požadované přesnosti. U grafu se silou byly ze začátku pozorovány větší skoky, kdy síla postupně narůstala. Postupem řešení se však síla začala ustalovat kolem hodnoty 12,9 kN a s postupujícími iteracemi se pak již neodchylovala, ale setrvala kolem této hodnoty. Hodnota všech reziduí klesla na požadovanou hodnotu za 77 iterací. Z grafů na Obr. 4-8-b je patrné, že síla se příliš neměnila od padesáté iterace a od šedesáté iterace už je téměř rovnoběžná s osou x.



Obr. 4-8 (a) Průběh reziduí, (b) Průběh síly

Výsledky

Po ukončení výpočtu lze získat všechny výsledky v záložce „Results“. V podzáložce „Graphics“ je možné jednoduše pomocí grafického rozhraní sledovat průběhy tlaku, rychlosti atd. Toto vykreslování je možné v různých rovinách, ale také může být zobrazeno v celé řešené doméně, tudíž je možné vykreslovat průběhy i ve 3D. V další podzáložce „Plots“ lze z výsledků vykreslovat grafy. Poslední podzáložkou je „Reports“. Pomocí této záložky lze do konzole vypsát přesné hodnoty působící síly nebo tlaků a není tak nutné tyto hodnoty odečítat z grafů, případně z vykreslených průběhů v grafickém rozhraní. Na Obr. 4-9 jsou pomocí „Pathlines“ vyobrazeny trajektorie částic tekutiny při jejich průchodu doménou. Je zde patrné, že při vstupu do buňky dochází k zavírání tekutiny. Menší zavírání pak lze vysledovat i u boční stěny buňky a u spodní ostré hrany buňky.

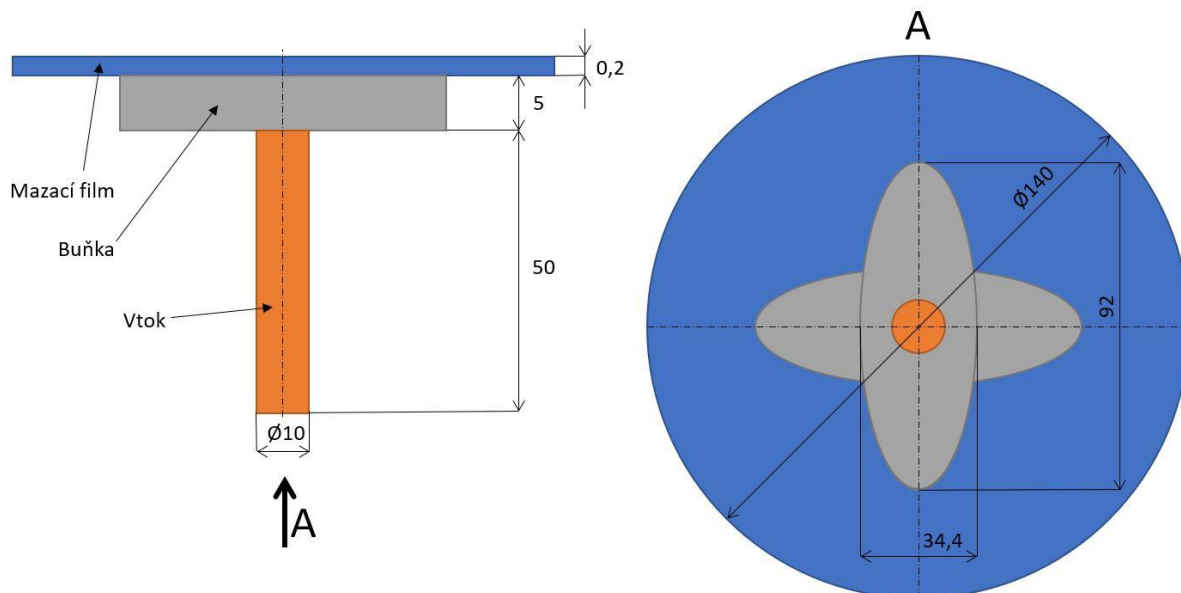


Obr. 4-9 Průběh rychlostí v referenční geometrii

Řešení této geometrie přineslo několik změn oproti řešení geometrie referenční. Při pojmenovávání ploch byly označeny všechny čtyři vstupy dohromady a poté byly pojmenovány jako „Inlet“. Další změna nastala při zavádění lokálního zjemnění, kde musela být u zjemnění okraje buněk a jejich spodní části změněna hodnota 0,00055 na 0,0006, aby nebyl při řešení přesažen počet, který je limitován studentskou verzí programu Fluent.

4.2.2 Geometrie dvou elips

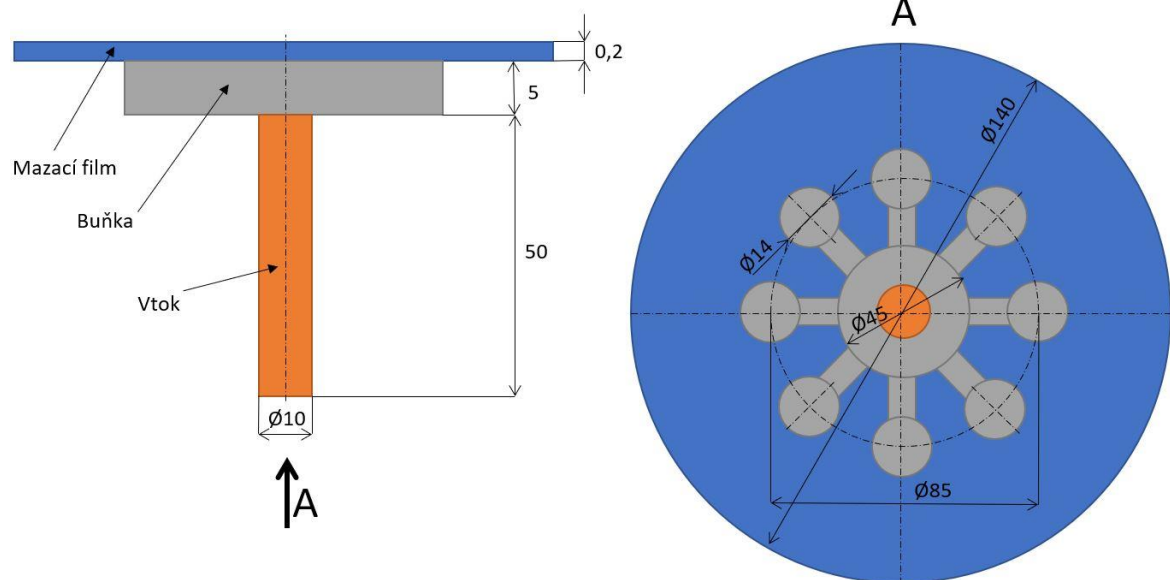
Druhým návrhem geometrie je použití dvou na sebe kolmých elips. Délka každé elipsy je 92 mm a její šířka je 34,4 mm. Geometrie jedné elipsy se ve studii z roku 2002 [19] prokázala nejpříznivější výkon z hlediska tlumení. Využití dvou na sebe kolmých elips by mohlo prokazovat i příznivější výkon z hlediska nesymetrického zatěžování, než je tomu u buňky kruhové, a to hlavně ve směrech hlavních poloos každé elipsy.



Obr. 4-11 Schéma geometrie s použitím dvou elips

4.2.3 Geometrie „hvězdy“

Posledním návrhem je geometrie tvaru hvězdy. Jedná se o geometrii s jedním vtokem a centrální buňkou o průměru 45 mm, která je propojena s osmi menšími buňkami o průměru 14 mm. Šířka propojovacích kanálků je 10 mm. Tato geometrie by mohla vykazovat lepší výsledky z hlediska nesymetrického zatěžování, jelikož je maximální průměr této geometrie 99 mm.



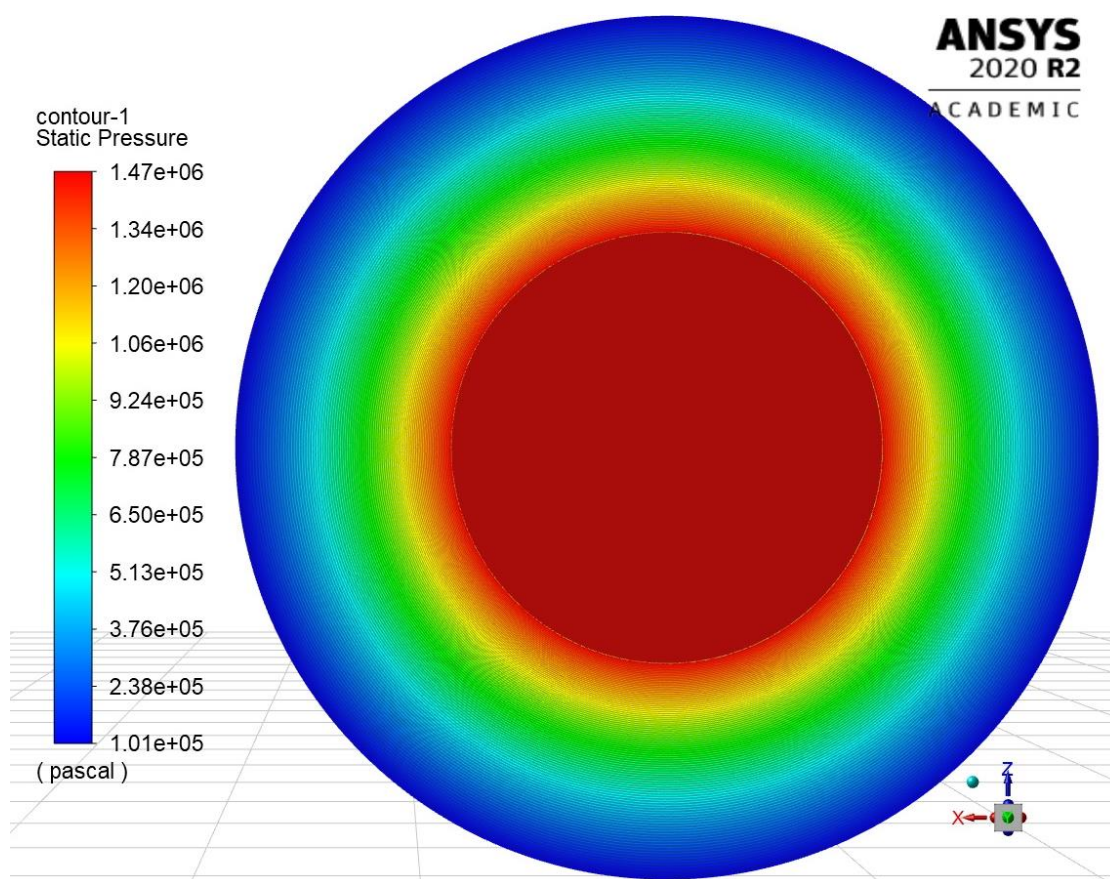
Obr. 4-12 Schéma geometrie ve tvaru hvězdy

5 VÝSLEDKY

5.1 Referenční geometrie

První výsledek vychází z analytického výpočtu referenční geometrie. Nosnost ložiska, která je vyjádřena jako síla na horní plochu ložiska vychází z analytického výpočtu 13,552 kN. Druhou zkoumanou veličinou je maximální tlak v buňce. Z výpočtu vychází hodnota maximálního tlaku 1,627 MPa.

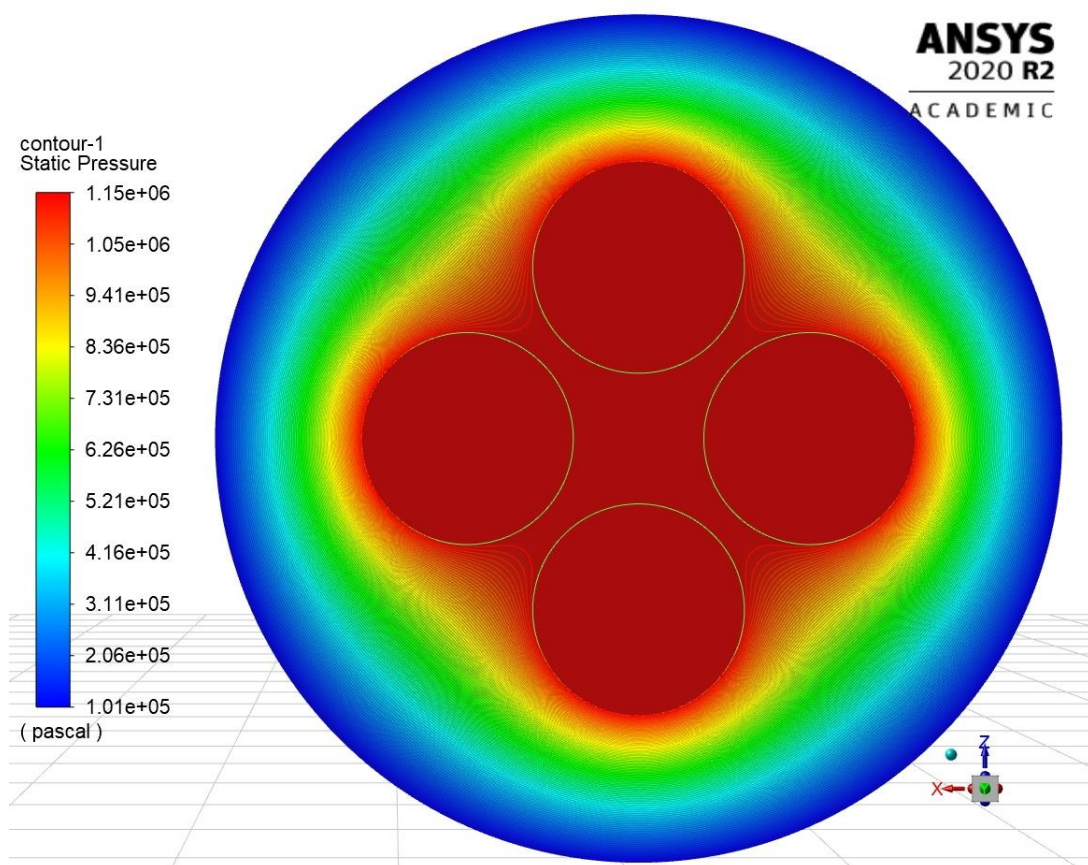
Pomocí CFD byla výsledná síla vypočítána na 12,929 kN. Oproti analytickému výpočtu je zde odchylka 4,6 %. Tento výsledek je pro účel této práce příznivý, jelikož cílem bylo dosáhnout odchylky síly maximálně 10 %. Maximální tlak působící v buňce byl pomocí CFD vypočítán na hodnotu 1,473 MPa. Oproti analytickému výpočtu je zde odchylka 9,5 %. Na Obr. 5-1 je vykreslen průběh tlaku, který působí na horní plochu. Z průběhu tlaku pak lze pozorovat, že největší tlak působí nad plochou buňky a je zde téměř konstantní. Pokles tlaku pak nastává v blízkém okolí okrajů buňky a se zvyšující se vzdáleností od buňky tlak postupně klesá až na hodnotu 1013 hPa, což je jedna z okrajových podmínek řešení.



Obr. 5-1 Průběh tlaku u referenční geometrie

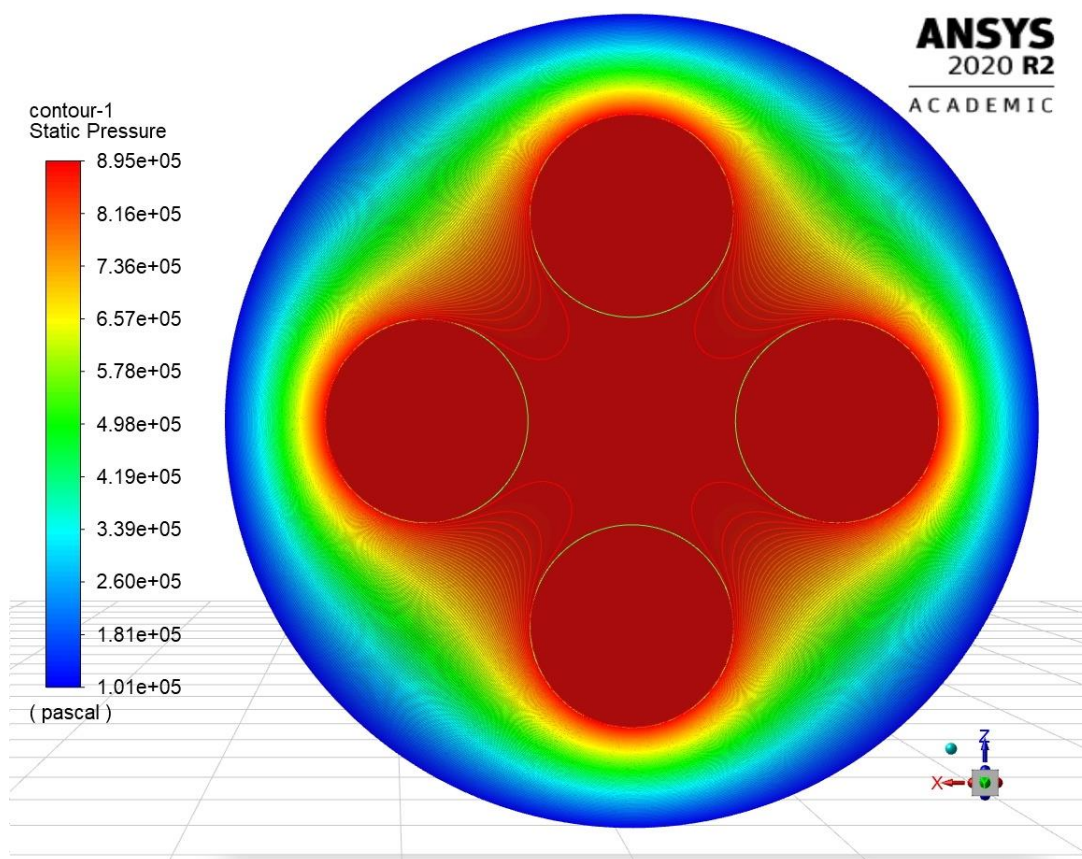
5.2 Geometrie čtyř buněk

První geometrie měla středy sousedních buněk vzdáleny 40 mm, tudíž v nejužším místě byla vzdálenost sousedních buněk 5 mm. Výsledná síla působící na horní plochu byla pro tento případ vypočtena na hodnotu 11,333 kN. Oproti referenční geometrii je nosnost ložiska nižší o 12,3 %. Maximální tlak v buňkách byl vypočten na 1,15 MPa, tudíž je zde úbytek o 21,9 %. Z průběhu tlaku je pak patrné, že nejvyšší tlak je možné pozorovat nad plochami buněk, ale i uprostřed kapsy v prostoru mezi nimi. Ve vykresleném průběhu tlaku, který působí na horní plochu je možné jednoduše ověřit hodnoty tlaku pomocí funkce „probe“- sonda, a to v libovolném místě. Kliknutím lze sondu umístit a následně je do konzole vypsána hodnota, která byla sondou naměřena. Pomocí sondy byl pozorován stejný tlak jak nad plochou buněk, tak i ve středu kapsy. Stejný tlak byl také pozorován uprostřed nejužšího místa mezi sousedními buňkami.



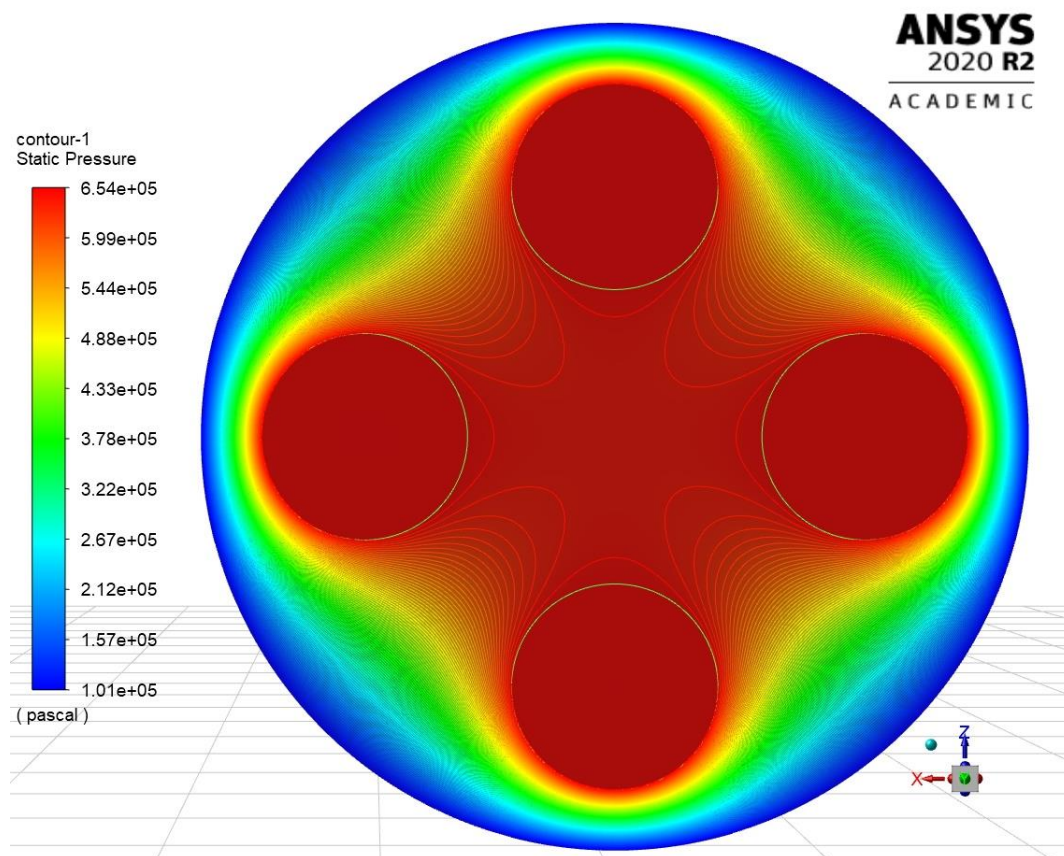
Obr. 5-2 Průběh tlaku u geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů buněk 40 mm

U druhé geometrie byla vzdálenost středů sousedních buněk zvětšena na 50 mm, v nejužším místě tak činila vzdálenost sousedních buněk 15 mm. Toto posunutí zapříčinilo pokles síly působící na horní plochu na hodnotu 9,663 kN, tedy o 14,7 %. Maximální tlak zaznamenal pokles o 22,2 % na hodnotu 0,895 MPa. U této geometrie je již více patrný pokles tlaku mezi sousedními buňkami. Maximální dosažený tlak lze pozorovat nad plochou buněk a ve středu kapsy. Tento výsledek byl ověřen pomocí sondy. Z průběhu tlaků na Obr. 5-3 je také patrné, že mezi sousedními buňkami směrem ke středu kapsy dochází k poklesu tlaku. Uprostřed nejužšího místa mezi sousedními buňkami byl naměřen tlak o hodnotě přibližně 0,875 MPa.



Obr. 5-3 Průběh tlaku u geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů buněk 50 mm

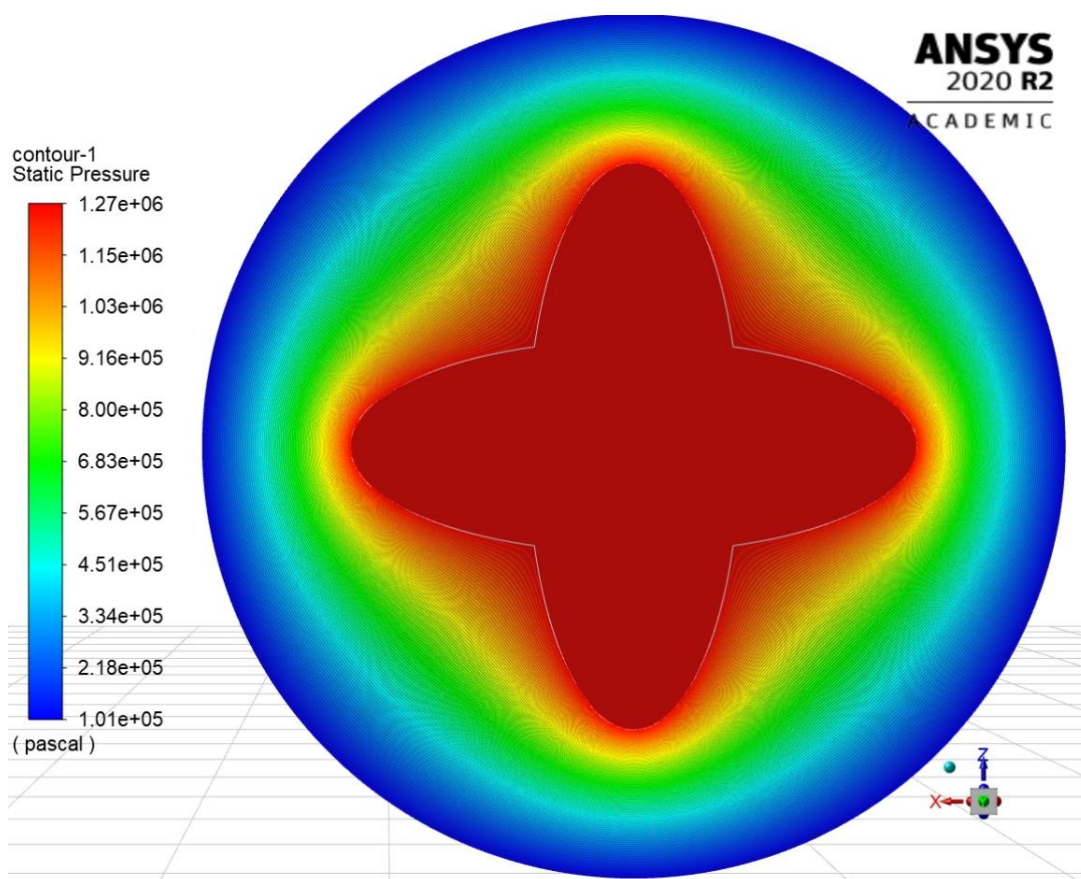
U třetí geometrie činila vzdálenost sousedních buněk 60 mm a v nejužším místě tak byla vzdálenost sousedních buněk 25 mm. Síla působící na horní plochu poklesla na hodnotu 7,614 kN. Jedná se o pokles o 32,8 % vzhledem ke geometrii, kde byly buňky nejbližší u sebe a o pokles o 21,2 % oproti geometrii s buňkami vzdálenými 50 mm. Pokles tlaku vůči první geometrii činil 43,1 % a oproti geometrii druhé 26,9 %. Maximální hodnota tlaku činila 0,654 MPa. Maximální tlak dosažený u této geometrie je pouze nad plochou buněk a velmi malém okolí směrem do středu kapsy. Dále do středu kapsy je u této geometrie pozorován další pokles tlaku. Sonda umístěna doprostřed kapsy naměřila hodnotu 0,648 MPa. Při oddalování buněk došlo i k poklesu tlaku uprostřed nejužšího místa mezi sousedními buňkami. Byl zde pozorován tlak o hodnotě přibližně 0,595 MPa.



Obr. 5-4 Průběh tlaku u geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů buněk 60 mm

5.3 Geometrie dvou elips

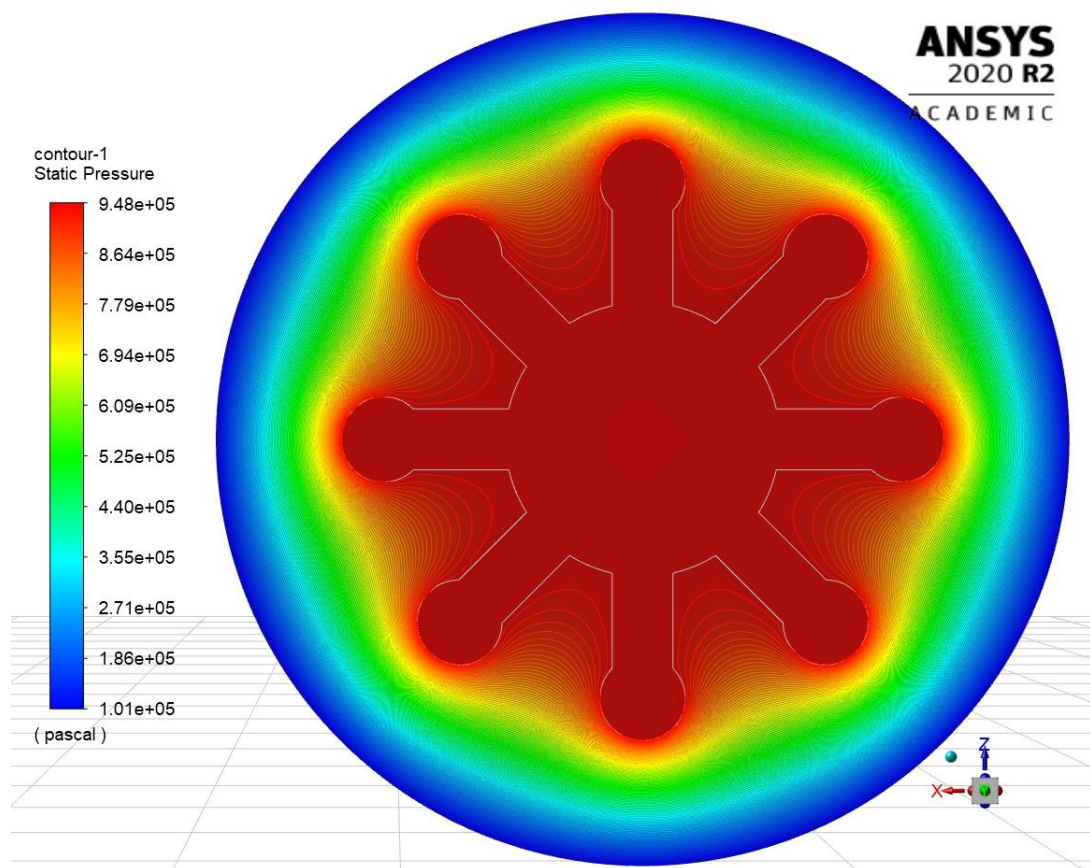
Geometrie dvou na sebe kolmých elips dosáhla nejlepších výsledků jak z hlediska nosnosti, tak i z hlediska tlaku ze všech navrhnutých geometrií. Výsledná síla působící na horní plochu byla 11,789 kN. Pokles oproti referenční geometrii vypočítané pomocí CFD je zde 8,8 %. Pokles tlaku oproti referenční geometrii vypočtené pomocí CFD činil 14,1 % a výsledná hodnota byla 1,265 MPa. Nejvyšší tlak se v tomto případě nachází nad plochou buňky a téměř přesně kopíruje její geometrii.



Obr. 5-5 Průběh tlaku u geometrie dvou elips

5.4 Geometrie „hvězdy“

Poslední geometrie počítaná pomocí CFD byla geometrie připomínající svým tvarem hvězdu. Výsledná síla působící na horní plochu byla u této geometrie 10,119 kN. Oproti referenční geometrii je zde úbytek o 21,7 %. Maximální tlak v této geometrii dosahoval hodnoty 0,948 MPa. V porovnání s referenční geometrií je zde změna o 36,5 %. Maximální tlak u této geometrie lze pozorovat nad plochou buňky a také v blízkém okolí její centrální kruhové části. Postupně však dochází k poklesu tlaku, a to mezi kanálky, které spojují centrální kruhovou buňku s menšími buňkami. Nad plochami malých buněk je tlak stejný, jako nad plochou buňky centrální.



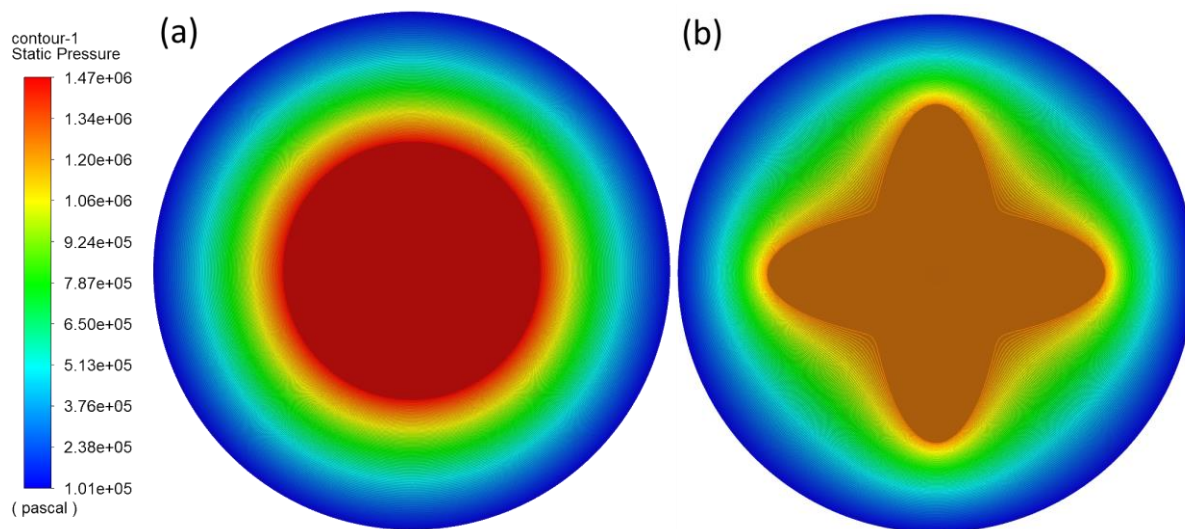
Obr. 5-6 Průběh tlaku u geometrie tvaru „hvězdy“

Tab. 5-1 Výsledky nosnosti a maximálního tlaku

Tvar	Nosnost	Maximální tlak
Referenční geometrie (analytický výpočet)	13,552 kN	1,627 MPa
Referenční geometrie (CFD)	12,929 kN	1,473 MPa
Čtyři buňky (vzdálenost středů buněk 40 mm)	11,333 kN	1,150 MPa
Čtyři buňky (vzdálenost středů buněk 50 mm)	9,663 kN	0,895 MPa
Čtyři buňky (vzdálenost středů buněk 60 mm)	7,614 kN	0,654 MPa
Dvě elipsy	11,789 kN	1,265 MPa
Hvězda	10,119 kN	0,948 MPa

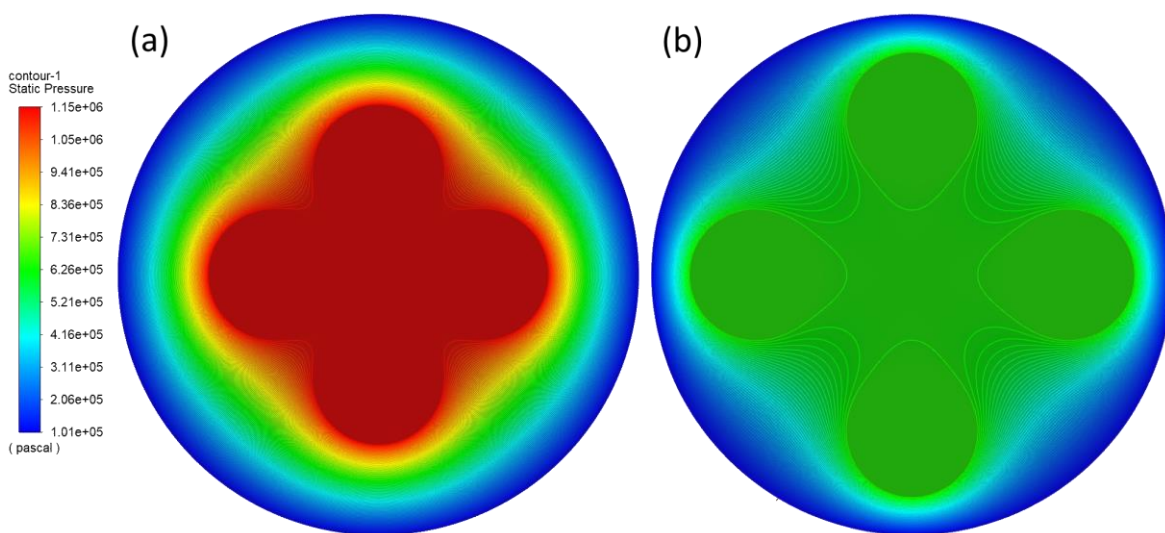
6 DISKUZE

Z výsledků je patrné, že největší únosnost má ze všech zkoumaných tvarů referenční geometrie. Referenční geometrie vykazovala nejlepší vlastnosti i z hlediska tlaku v buňce. Pokud by bylo ložisko zatěžováno symetricky, jeví se použití jedné kruhové buňky jako nejlepší řešení. Oproti složitým tvarům by tohle řešení mohlo být i nejjednodušší na výrobu. U všech ostatních tvarů je předpoklad lepší odolnosti vůči nesymetrickému zatěžování, což by mohlo být dalším předmětem ke zkoumání. Ložisko s geometrií dvou na sebe kolmých elips by mělo být schopno lépe odolávat nesymetrickému zatěžování především ve směru hlavních os každé z elips. Dle výsledků z CFD má tato geometrie menší únosnost pouze o 8,8 %. Srovnání tlaků v obou buňkách se pak nachází na Obr. 6-1. Je zde patrné, že je tlak uvnitř buňky menší, avšak rozdíl, jak vyplývá z výpočtu je zde 14,1 %. Pokud by se ukázalo výhodnější z hlediska nesymetrického zatěžování, mohlo by být při konstrukcích dobrým, s přihlédnutím ke studii [19], která prokázala příznivý výkon z hlediska tlumení u elipsového tvaru buňky. Geometrie s tvarem hvězdy by pak mohla být z hlediska nesymetrického zatěžování ještě efektivnější než geometrie se dvěma elipsami. Nesymetrické zatěžování by pak mohlo být zachyceno ve všech směrech, ve kterých se nacházejí menší buňky. Nevýhodou by poté mohla být složitější výroba těchto buněk. Z hlediska nesymetrického zatěžování by pak měly mít nejlepší parametry čtyři buňky. Za použití omezovačů v přítoku do buňky je možné, aby byl v každé buňce jiný tlak a díky tomu pak dochází k lepšímu vyrovnání nesymetrického zatížení.



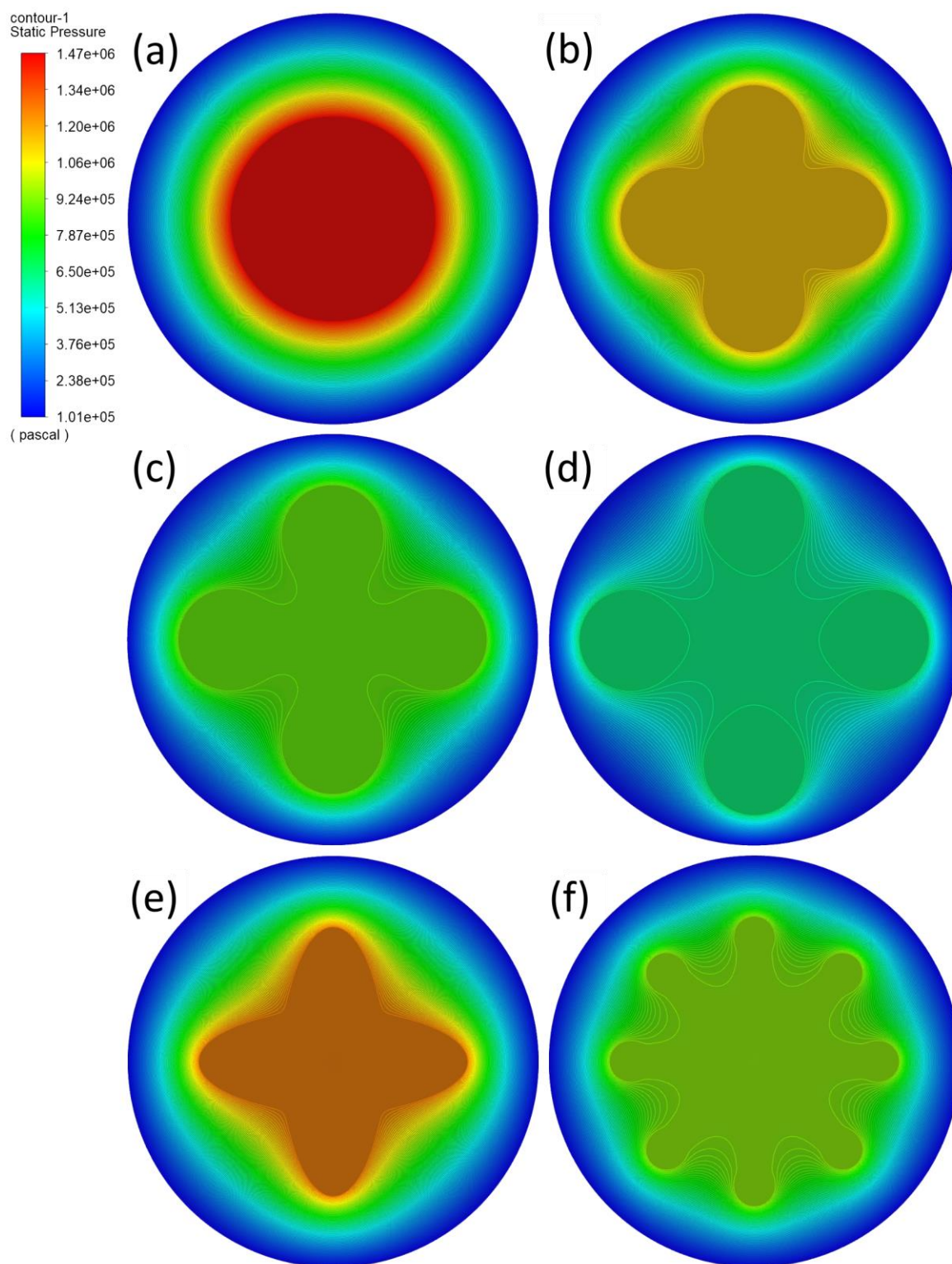
Obr. 6-1 Porovnání tlaků v buňce a) kruhového tvaru, b) elipsového tvaru

Při provedených simulacích bylo sledováno, že se zvětšující se vzdáleností mezi buňkami klesá únosnost ložiska a také maximální tlak v ložisku. Se zvětšující vzdáleností by pak mělo růst schopnost odolávat nesymetrickému zatížení. Pokud by byly buňky velmi blízko sobě, mohlo by dojít k částečné ztrátě schopnosti nesymetrickému zatížení odolávat. Při posunutí buněk příliš ke kraji by pak mohlo dojít k příliš vysoké ztrátě únosnosti ložiska. Zde je pak na zvážení, zdali je pro každý daný případ vhodnější vyšší únosnost anebo lepší odolnost vůči nesymetrickému zatížení. Pomocí CFD je však možné vcelku jednoduše různé případy zkoumat. Na Obr. 6-2 je pak patrný rozdíl tlaků u geometrií se čtyřmi buňkami. U geometrie se středy sousedních buněk vzdálenými 60 mm lze pozorovat značný úbytek tlaku v celé doméně, což je patrné i z výsledků, které ukázaly pokles maximálního tlaku 43 %.



Obr. 6-2 Porovnání tlaků v buňce se vzdáleností středů sousedních buněk a) 40 mm, b) 60 mm

Při použití stejné škály na Obr. 6-3 lze pak velmi dobře pozorovat celkový pokles vůči referenční geometrii. Mezi kruhovou buňkou a geometrií čtyř buněk se vzdáleností středů sousedních buněk 60 mm lze pozorovat rozdíl maximálního tlaku téměř 56 %. Jak již vyplynulo z výsledků, tak nejlepší z hlediska tlakového pole je referenční geometrie kruhové buňky, dále pak geometrie dvou elips, geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů sousedních buněk 40 mm, geometrie „hvězdy“, geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů sousedních buněk 50 mm a geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů sousedních buněk 60 mm. Z hlediska nosnosti hydrostatického ložiska pak platí stejné pořadí. Z výzkumů pak vyplývá, že geometrie buňky má značný vliv na provozní parametry hydrostatického ložiska. Pro případy, ve kterých není hydrostatické ložisko zatíženo nesymetricky, je nejvýhodnější použít jednoduchou kruhovou buňku, která má nejvyšší únosnost.



Obr. 6-3 Průběh tlaků v buňkách a) referenční geometrie, b) geometrie čtyř buněk se vzdálenostmi středů sousedních buněk 40 mm, c) geometrie čtyř buněk se vzdálenostmi středů sousedních buněk 50 mm, d) geometrie čtyř buněk se vzdálenostmi středů sousedních buněk 60 mm, e) geometrie dvou elips, f) geometrie „hvězdy“

7 ZÁVĚR

Cílem práce bylo porovnat pomocí CFD referenční geometrii a další tři navržené tvary. Pro výpočet referenční geometrie byly použity i analytické výpočty, které byly následně srovnány s výpočtem z CFD. Toto srovnání bylo provedeno za účelem ověření správnosti CFD před výpočty dalších tvarů, které již nelze jednoduše analyticky dopočítat a ověřit tak správnost výsledku.

V teoretické části práce byl popsán princip fungování hydrostatických ložisek, jejich použití a byly zde rozebrány předchozí výzkumné práce, které se optimalizací hydrostatických ložisek zabývaly. Z těchto výzkumů plyne, že tvar buňky hydrostatického ložiska má vliv na jeho provozní parametry. V těchto studiích se však nevyskytovala referenční geometrie, u které by byly porovnávány výsledky z analytického výpočtu a CFD simulace.

Následně byl proveden analytický výpočet, se kterým se poté srovnávaly výsledky z CFD simulace. Důležitým faktorem bylo vytvořit dostatečně hustou síť, u které by však počet buněk nepřesahoval limit, který má pro řešení studentská verze programu Ansys Fluent. I za použití omezené studentské verze CFD bylo dosaženo rozdílu mezi výpočty nosnosti ložiska 4,6 %. Za použití plné verze CFD by mohly být výsledky dále vylepšovány. Optimalizace pomocí CFD ukázala, že z hlediska maximální nosnosti je nejlepší ze všech zkoumaných možností použití jedné kruhové buňky. Z hlediska nosnosti tak nebyl při práci nalezen lepší tvar, než kterým je geometrie jedné kruhové buňky, u které lze nosnost jednoduše vypočítat i pomocí analytických výpočtů. Navržené tvary by měly mít výhody při nesymetrickém zatěžování a mohly by být také lepší z hlediska schopnosti tlumení. Tyto předpoklady založené na rešeršní části by mohly být potvrzeny či vyvráceny následujícími studiemi. Následně by pak mohly být navržené geometrie vyrobeny a jejich vlastnosti by mohly být ověřeny pomocí experimentální metody.

V průběhu řešení byly splněné všechny hlavní i dílčí cíle. Referenční geometrie byla porovnána pomocí analytického výpočtu a CFD simulace. Následně byly vytvořeny CAD modely návrhů geometrie, které byly rovněž zkoumány pomocí CFD simulace. Výsledky, kterých bylo dosaženo byly následně porovnány a zhodnoceny.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BASSANI, R. a B. PICCIGALLO. *Hydrostatic lubrication*. Tribology series, 22. Amsterdam, The Netherlands: ELSEVIER SCIENCE PUBLISHERS B.V., 1992. ISBN 044488498.
- [2] Hydrostatic bearing systems – wear-free, precise, with high running smoothness. *ZOLLERN* [online]. [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.zollern.com/en/products/hydrostatic-bearing-systems/hydrostatic-bearing-systems/>
- [3] KHONSARI, Michael M. *Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication*. 3rd ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2017. ISBN 9781118700259. Dostupné z: doi:10.1002/9781118700280
- [4] SHEEHAN, Michael, Steve GUNNELS, Charles HULL, Jonathan KERN, Carey SMITH, Matt JOHNS a Stephen SHECTMAN. Progress on the structural and mechanical design of the Giant Magellan Telescope. In: *Proc.SPIE*. 2012, . Dostupné z: doi:10.1117/12.926469
- [5] ROWE, W. Brian. *10 - Grinding Machine Developments*. Oxford: William Andrew Publishing, 2014, s. 175-219. ISBN 978-0-323-24271-4. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/B978-0-323-24271-4.00010-5>
- [6] SZERI, Andras Z. *Tribology*. New York: Academic Press, 2003, s. 127-152. ISBN 978-0-12-227410-7. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/B0-12-227410-5/00791-2>
- [7] STACHOWIAK, Gwidon W. a Andrew W. BATCHELOR. *Engineering Tribology*. Fourth edition. The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford, OX5 1GB, UK: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2014. ISBN 978-0-12-397047-3.
- [8] JOHNS, Matt, Charles HULL, Gary MULLER et al. Design of the Giant Magellan Telescope. In: *Proc.SPIE*. 2014, . Dostupné z: doi:10.1117/12.2057286
- [9] ROWE, W B. *One - Application of hydrostatic bearings*. Butterworth-Heinemann, 1983, s. 1-20. ISBN 978-0-408-01324-6. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/B978-0-408-01324-6.50005-4>

- [10] BRIAN, Nesbitt. Properties of Fluids. *Handbook of Valves and Actuators - Valves Manual International*. Elsevier, 2007, s. 1-3. ISBN 9781856174947. Dostupné také z: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/rcid:kpHVAVMI01/id:kt007XSG01/handbook-valves-actuators/properties-of-fluids?kpromoter=Summon>
- [11] HYDRAULIC OIL VISCOSITY. *Fluid Power Pro* [online]. 2014 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://fluidpower.pro/oil-viscosity/>
- [12] LIU, Zhifeng, Yumo WANG, Ligang CAI, Yongsheng ZHAO, Qiang CHENG a Xiangmin DONG. A review of hydrostatic bearing system: Researches and applications: Researches and applications. *Advances in Mechanical Engineering*. 2017, **9**, 168781401773053. Dostupné z: doi:10.1177/1687814017730536
- [13] TU, Jiyuan. *Computational fluid dynamics: a practical approach: a practical approach*. Third edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2018.
- [14] VERSTEEG, H. K. (Henk Kaarle). *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method: the finite volume method*. 2nd ed. Harlow: Pearson Prentice Hall, 2007.
- [15] LÖHNER, Rainald. *Applied computational fluid dynamics techniques: An introduction based on finite element methods*. Second Edition. Virginia, USA: John Wiley & Sons, 2008. ISBN 978-0-470-51907-3.
- [16] BLAZEK, Jiri. *Computational fluid dynamics: principles and applications: principles and applications*. Third edition. Amsterdam: Elsevier, 2015.
- [17] SHARMA, Atul. *Introduction to computational fluid dynamics: development, application and analysis: development, application and analysis*. Wiley: Athena Academic, 2017.
- [18] SHARMA, Satish C., Ram SINHASAN, Satish C. JAIN, Narendra SINGH a Shant K. SINGH. Performance of Hydrostatic/Hybrid Journal Bearings with Unconventional Recess Geometries. *Tribology Transactions*. Taylor & Francis, 1998, **41**(3), 375-381. ISSN 1040-2004. Dostupné z: doi:10.1080/10402009808983761
- [19] SHARMA, Satish C., S.C. JAIN a D.K. BHARUKA. Influence of recess shape on the performance of a capillary compensated circular thrust pad hydrostatic bearing. *Tribology International*. 2002, **35**(6), 347-356. ISSN 0301-679X. Dostupné z: doi:[https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(02\)00013-0](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(02)00013-0)

- [20] SHEN, Feng, Cong-Lian CHEN a Zhao-Miao LIU. Effect of Pocket Geometry on the Performance of a Circular Thrust Pad Hydrostatic Bearing in Machine Tools. *Tribology Transactions*. Taylor & Francis, 2014, **57**(4), 700-714. ISSN 1040-2004. Dostupné z: doi:10.1080/10402004.2014.906694
- [21] YU, Xiao Dong, Zhi Qiang WANG, Xiu Li MENG, Qi Hui ZHOU, Yan Qin ZHANG, Lan YANG a Hui JIANG. Comparative Study on Pressure Field of Hydrostatic Thrust Bearing with Different Recess Shapes. *Key Engineering Materials*. Trans Tech Publications Ltd, 2014, **621**, 431-436. ISSN 1662-9795. Dostupné z: doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.621.431
- [22] SHAO, Jun-peng, Guang-dong LIU, Xiaodong YU, Yan-qin ZHANG, Xiu-li MENG a Hui JIANG. Effect of recess depth on lubrication performance of annular recess hydrostatic thrust bearing by constant rate flow. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2017, **70**, 00-00. Dostupné z: doi:10.1108/ILT-03-2017-0066

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

9.1 Seznam použitých zkratk

CFD výpočetní dynamika tekutin

9.2 Seznam použitých symbolů a veličin

μ	[Pa·s]	dynamická viskozita
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
ρ	[kg/m ³]	hustota
p	[Pa]	tlak
Q	[m ³ /s]	objemový průtok
W	[N]	nosnost
Ω	[rad/s]	relativní úhlová rychlost
p_r	[Pa]	maximální tlak v buňce
M_f	[N·m]	třecí moment
r_1	[mm]	poloměr buňky hydrostatického ložiska
r_2	[mm]	poloměr kapsy hydrostatického ložiska
h	[mm]	tloušťka mazacího filmu
h_b	[mm]	hloubka buňky

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1	Výhody hydrostatických ložisek prezentované firmou Zollern [2].....	14
Obr. 2-2	Princip fungování hydrostatického ložiska [1]	15
Obr. 2-3	Nosník mezi dvěma buňkami [1].....	16
Obr. 2-4	Nesymetrické zatěžování hydrostatického ložiska [1]	16
Obr. 2-5	Dráha azimutu Velkého Magellanova dalekohledu [8].....	18
Obr. 2-6	Základní části Velkého Magellanova dalekohledu [8].....	19
Obr. 2-7	Graf závislosti kinematické viskozity na teplotě pro různé třídy ISO VG [11]	20
Obr. 2-8	Použití CFD při zkoumání proudění vzduchu kolem větrné turbíny [13]....	25
Obr. 2-9	Schéma řešení problému pomocí CFD [13]	26
Obr. 2-10	Vytvořená povrchová síť [15]	27
Obr. 2-11	Vektorový graf [13]	30
Obr. 2-12	Tlakové pole uvnitř buňky a) obdélníkové, b) sektorové, c) elipsové, d) tvaru písmene „I“ [21]	33
Obr. 2-13	Průběh tlaků při různých otáčkách ložiska [22]	34
Obr. 4-1	Schéma postupu při řešení bakalářské práce	36
Obr. 4-2	Schéma referenční geometrie	37
Obr. 4-3	a) 3D geometrie, b) Diskretizace, C) 3D doména s okrajovými podmínkami, d) Průběh reziduí, e) Postprocesing – průběh rychlosti tekutiny v doméně.....	39
Obr. 4-4	Schéma projektu v programu Ansys	40
Obr. 4-5	Workflow diskretizace v modulu Fluent.....	41
Obr. 4-6	Objemová síť referenční geometrie.....	43
Obr. 4-7	a) Vstupní okrajová podmínka, b) Výstupní okrajová podmínka	44
Obr. 4-8	(a) Průběh reziduí, (b) Průběh síly	46
Obr. 4-9	Průběh rychlostí v referenční geometrii.....	46
Obr. 4-10	Schéma geometrie s použitím čtyř buněk	47
Obr. 4-11	Schéma geometrie s použitím dvou elips	48
Obr. 4-12	Schéma geometrie ve tvaru hvězdy.....	49
Obr. 5-1	Průběh tlaku u referenční geometrie	50

Obr. 5-2	Průběh tlaku u geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů buněk 40 mm ..	51
Obr. 5-3	Průběh tlaku u geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů buněk 50 mm ..	52
Obr. 5-4	Průběh tlaku u geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů buněk 60 mm ..	53
Obr. 5-5	Průběh tlaku u geometrie dvou elips	54
Obr. 5-6	Průběh tlaku u geometrie tvaru „hvězdy“	55
Obr. 6-1	Porovnání tlaků v buňce a) kruhového tvaru, b) elipsového tvaru	56
Obr. 6-2	Porovnání tlaků v buňce se vzdáleností středů sousedních buněk a) 40 mm, b) 60 mm	57
Obr. 6-3	Průběh tlaků v buňkách a) referenční geometrie, b) geometrie čtyř buněk se vzdálenostmi středů sousedních buněk 40 mm, c) geometrie čtyř buněk se vzdálenostmi středů sousedních buněk 50 mm, d) geometrie čtyř buněk se vzdálenostmi středů sousedních buněk 60 mm, e) geometrie dvou elips, f) geometrie „hvězdy“	58

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 4-1	Veličiny vstupující do výpočtu.....	37
Tab. 5-1	Výsledky nosnosti a maximálního tlaku	55

12 SEZNAM PŘÍLOH

Samostatné přílohy:

Příloha 1 3D model referenční geometrie

Příloha 2 3D model geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů sousedních buněk 40 mm

Příloha 3 3D model geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů sousedních buněk 50 mm

Příloha 4 3D model geometrie čtyř buněk se vzdáleností středů sousedních buněk 60 mm

Příloha 5 3D model geometrie dvou na sebe kolmých elips

Příloha 6 3D model geometrie „hvězdy“